

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Hřeblový dopravník s přímým přesypem

Scraper Conveyor with Direct Transfer

Student:

Martin Dvořák

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Dvořák**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma: **Hřeblový dopravník s přímým přesypem**
Scraper Conveyor with Direct Transfer

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Bakalářská práce musí naplnit tyto cíle:

1. Vypracujte odbornou řešerši na téma hřeblových dopravníků u dobývacího zařízení černého uhlí.
2. Proveďte výpočet a konstrukční návrh poháněcí stanice hřeblového dopravníku s přímým přesypem, včetně potřebných technologických a pevnostních výpočtů.
3. Nakreslete sestavy poháněcí stanice, rámu a řetězového bubnu.
4. Vstupní parametry:
 - a) Dopravní množství černého uhlí: $Q = 500 \text{ t/h}$
 - b) Délka porubu: $L = 200 \text{ m}$
 - c) Sypná hmotnost černého uhlí: $\rho_0 = 1,26 \text{ t/m}^3$
 - d) Úklon porubu: $\alpha = 0^\circ$

Seznam doporučené odborné literatury:

- Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8.
- Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X.
- Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0963-X.
- Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2004, ISBN 80-248-0537-5.
- Polák, J., Bichler, J.: Dopravní zařízení v hlubinných dolech, Ostrava, 1984.
- ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. srpen 1997. 36 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



prof. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020



Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі́, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Dvořák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Veleslavínova 6, Moravská Ostrava

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

DVOŘÁK, M. Hřeblový dopravník s přímým přesypem: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2020, 89 s. Vedoucí práce: Brázda, R.

Bakalářská práce se zabývá konstrukční koncepcí pohonné stanice hřeblového dopravníku, používaného v porubu v uhelném dole. Požadované dopravní množství dopravníku je $500 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$, při délce porubu 200 m. V úvodní části je zpracováno kompendium hřeblových dopravníků a dobývacího zařízení černého uhlí. Na základě vstupních požadavků je proveden technologický výpočet dopravníku, z něhož vychází rozměrové parametry hřeblového dopravníku a volba potřebných komponent (elektromotoru, pružné spojky, převodovky, aj.). Vybrané strojní součásti jsou podrobeny pevnostní kontrole (řetěz, pero, hřídel). Samotná konstrukce je uvedena ve výkresové příloze této práce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

DVOŘÁK, M. Scraper Conveyor with Direct Transfer: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2020, 89 p. Thesis head: Brázda, R.

The Bachelor Thesis focuses on the conceptual Drive Station of the Scraper Conveyor used in the coal deep mine. Required transport capacity is $500 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$ and transport track is 200 meters long. In first part is overview of Scraper Conveyors and mining equipment. Based on the input requirements is making technological calculation of the Conveyor, necessary for parameters of Scraper Conveyor and component selection (motor, flexible coupling, gearbox, etc.). Selected parts of Conveyor are by the stress analyse (chain, shaft). The design of the Drive Station is included in the drawing attachment of this thesis.

*Na památku dědovi Vladimírovi, členu PTP a absolventovi VŠB, který ve svých
jednadvaceti letech byl perzekuován komunistickým režimem a poslán k nuceným pracím
na Ostravsko, do černouhelného dolu Hedvika...*

Poděkování

Velký dík patří konzultantovi této bakalářské práce, panu Ing. Petru Botlíkovi, Ph.D., za poskytnuté firemní materiály a cenné poznatky z praxe. Dále bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Robertovi Brázdovi, Ph.D., za vedení této práce a jeho otevřenosti k dotazům.

Také bych chtěl poděkovat svým rodičům za umožnění studia.

Obsah

Seznam použitého značení	9
Úvod.....	14
1. Hřeblový dopravník	15
1.1 Výhody a nevýhody hřeblových dopravníků	16
1.2 Rozdělení hřeblových dopravníků.....	17
2. Hlavní části hřeblového dopravníku	18
2.1 Poháněcí stanice	18
2.2 Vratná stanice	25
2.3 Trať dopravníku.....	26
2.4 Tažný řetěz	29
2.5 Hřeblo	31
3. Dobývací zařízení černého uhlí	33
3.1 Pluhové dobývací soupravy.....	33
3.2 Dobývací kombajny	35
3.3 Mechanizovaná výztuž	39
4. Technologický výpočet hřeblového dopravníku.....	40
4.1 Vstupní parametry	40
4.2 Dopravní žlab	41
4.2.1 Potřebný dopravní průřez.....	41
4.2.2 Rozměry žlabu	41
4.2.3 Kapacita žlabu.....	43
4.3 Volba tažného řetězu	43
4.4 Volba hřeblo	45
4.5 Výpočet měrné hmotnosti materiálu a řetězového úseku.....	46
4.5.1 Měrná hmotnost materiálu	46
4.5.2 Měrná hmotnost řetězového úseku.....	46
4.6 Pohybové odpory hřeblového dopravníku	47
4.6.1 Pohybové odpory v horní větvi	47
4.6.2 Pohybové odpory ve spodní větvi	47
4.7 Předpětí v řetězovém úseku.....	48
4.8 Výpočet potřebného výkonu motorů.....	48
4.8.1 Potřebný výkon u výsypu.....	48
4.8.2 Potřebný výkon vratný	49
4.8.3 Celkový potřebný výkon.....	49

4.9	Parametry řetězového bubnu	49
4.9.1	Roztečný průměr řetězového bubnu.....	49
4.9.2	Otáčky řetězového bubnu.....	50
5.	Volba komponentů pohonu.....	50
5.1	Rozvržení pohonu.....	50
5.2	Elektromotor.....	51
5.3	Převodovka.....	53
5.4	Rozběhová spojka.....	55
6.	Ověření parametrů technologického výpočtu	57
7.	Kontrola pohonu dopravníku na rozběh	59
8.	Pevnostní kontrola řetězu.....	60
8.1	Kontrola řetězu dle univerzitních podkladů [6] [8]	61
8.2	Bezpečnost řetězu z momentu zvratu dle společnosti OSTROJ	64
8.2.1	Bezpečnost řetězu vůči zkušební síle [14]	64
8.2.2	Bezpečnost řetězu vůči trhací síle [14]	66
8.3	Bezpečnost řetězu z momentu zvratu dle společnosti CAT	67
9.	Konstrukce řetězového bubnu a jeho ustavení	68
9.1	Obecný popis	68
9.2	Kontrola pera pod řetězovým bubnem	70
9.3	Kontrola hřídele.....	72
10.	Konstrukce poháněcí stanice.....	77
	Závěr	83
	Seznam použité literatury a internetových zdrojů.....	84
	Zdroje obrázkové přílohy	86
	Seznam příloh.....	89
	Seznam výkresové dokumentace	89

Seznam použitého značení

$A_{\text{potř}}$	Potřebný dopravní průřez dopravního žlabu	$[\text{m}^2]$
A_1	Plocha 1 průřezu dopravního žlabu	$[\text{m}^2]$
A_2	Plocha 2 průřezu dopravního žlabu	$[\text{m}^2]$
A_3	Plocha 3 průřezu dopravního žlabu	$[\text{m}^2]$
A_4	Plocha 4 průřezu dopravního žlabu	$[\text{m}^2]$
A_{teor}	Teoretický průřez dopravního žlabu	$[\text{m}^2]$
C-C	Rozteč umístění řetězu	$[\text{mm}]$
D	Průměr (obecně)	$[\text{m}]$
D_{rB}	Roztečný průměr řetězového bubnu	$[\text{m}]$
F_2	Tlaková síla působící na bok pera	$[\text{N}]$
F_{CAT}	Síla v 1 řetězu dle společnosti CAT	$[\text{N}]$
F_{D}	Dynamická síla v řetězu	$[\text{N}]$
F_{h}	Pohybové odpory v horní větvi dopravníku	$[\text{N}]$
F_{m}	Předpětí v řetězu	$[\text{N}]$
$F_{\text{ře}}$	Síla v řetězu při zvratu motoru	$[\text{N}]$
F_{s}	Pohybové odpory ve spodní větvi dopravníku	$[\text{N}]$
F_{tr}	Trhací síla řetězu	$[\text{N}]$
$F_{\text{tr spoj}}$	Trhací síla spojovacího článku řetězu	$[\text{N}]$
F_{x}	Rozložená síla působící na hřídel ve vodorovném směru	$[\text{N}]$
F_{y}	Rozložená síla působící na hřídel ve svislém směru	$[\text{N}]$
F_{zk}	Zkušební síla řetězu	$[\text{N}]$
G	Tíha řetězového bubnu a hřídele	$[\text{N}]$
H	Výška bočního E – profilu	$[\text{mm}]$
I_{N}	Jmenovitý proud elektromotoru	$[\text{A}]$
I_{Z}	Záběrový proud elektromotoru	$[\text{A}]$
J_{M}	Moment setrvačnosti elektromotoru	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
L	Délka porubu	$[\text{m}]$

L_P	Délka pera pod řetězovým bubnem	[mm]
M_B	Točivý moment řetězového bubnu	[N·m]
$M_{b\,zv}$	Točivý moment řetězového bubnu při zvratu	[N·m]
$M_{m\,výst}$	Točivý moment na výstupu z motoru při zvratu	[N·m]
M_N	Jmenovitý moment elektromotoru	[N·m]
M_P	Točivý moment na výstupu z převodovky (teoreticky)	[N·m]
$M_{P\,MAX}$	Maximální točivý moment převodovky	[N·m]
M_{RED}	Redukovaný točivý moment na hřídeli	[N·m]
M_S	Jmenovitý moment spojky	[N·m]
$M_{S\,dyn}$	Dynamický moment spojky	[N·m]
M_Z	Záběrový moment elektromotoru	[N·m]
M_{ZV}	Moment zvratu elektromotoru	[N·m]
P	Celkový potřebný výkon	[kW]
P_h	Potřebný výkon u výsypu	[kW]
P_{inst}	Celkový instalovaný výkon	[kW]
P_N	Jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
$P_{P\,MAX}$	Dovolený přenášený výkon převodovky	[kW]
P_{rez}	Rezerva výkonu	[kW]
$P_{rez\, \%}$	Rezerva výkonu vyjádřena procentuálně	[%]
P_s	Potřebný výkon vratný	[kW]
P_{SP}	Přenášený výkon přes spojku	[kW]
Q	Dopravní množství (výkon)	[t·hod ⁻¹]
Q_{teor}	Teoretické dopravní množství	[t·hod ⁻¹]
R	Poloměr (obecně)	[m]
R_e	Mez kluzu materiálu hřídele	[MPa]
R_m	Mez pevnosti hřídele	[MPa]
S_2	Funkční plocha pera pod řetězovým bubnem	[mm ²]
U_N	Jmenovité napětí elektromotoru	[V]

a_r	Zrychlení řetězu na řetězovém kole	$[m \cdot s^{-2}]$
$a_{r \max}$	Maximální zrychlení řetězu na řetězovém kole	$[m \cdot s^{-2}]$
b	Vnitřní šířka žlabu	$[mm]$
b_1	Min. vnitřní šířka článku řetězu	$[mm]$
b_2	Max. vnější šířka článku řetězu	$[mm]$
b_p	Šířka pera pod řetězovým bubnem	$[mm]$
c	Vzdálenost osy žlabu od nastavného plechu	$[mm]$
d	Tloušťka článku řetězu	$[mm]$
d_h	Průměr hřídele řetězového bubnu	$[mm]$
d_{\min}	Minimální průměr hřídele	$[mm]$
d_p	Průměr vstupní hřídele převodovky	$[mm]$
e_M	Celkový počet elektromotorů	$[-]$
e_p	Celkový počet převodovek	$[-]$
e_s	Celkový počet spojek	$[-]$
f_p	Sražení hran pera	$[mm]$
g	Tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
f_M	Frekvence elektromotoru	$[Hz]$
h	Celková výška hřebel	$[mm]$
h_1	Výška dopravované vrstvy materiálu (uhlí)	$[mm]$
h_2	Celková výška dopravního žlabu	$[mm]$
h_p	Výška pera pod řetězovým bubnem	$[mm]$
i_p	Převodový poměr převodovky	$[-]$
$i_{potř}$	Potřebný převodový poměr	$[-]$
k_B	Bezpečnost řetězu	$[-]$
k_{ho}	Součinitel smykového tření ocel – ocel	$[-]$
k_{hu}	Součinitel smykového tření uhlí – ocel	$[-]$
k_i	Součinitel počtu řetězů	$[-]$
k_{\min}	Min. bezpečnost hřídele řetězového bubnu	$[-]$

k_{pr}	Součinitel pružnosti řetězu	[-]
k_{roz}	Koeficient rozložení zatížení v řetězu	[-]
k_s	Součinitel smykového tření ve spodní větvi dopravníku	[-]
k_{tr}	Bezpečnost řetězu vůči trhací síle F_{tr}	[-]
$k_{tr\ min}$	Min. stanovená bezpečnost řetězu k trhací síle F_{tr}	[-]
k_{zk}	Bezpečnost řetězu vůči zkušební síle F_{zk}	[-]
$k_{zk\ min}$	Min. stanovená bezpečnost řetězu ke zkušební síle F_{zk}	[-]
l	Délka hřebel	[mm]
m_B	Hmotnost řetězového bubnu	[kg]
m_h	Hmotnost hřídele řetězového bubnu	[kg]
$m_{hř}$	Hmotnost hřebel	[kg]
m_M	Hmotnost elektromotoru	[kg]
m_p	Hmotnost převodovky bez oleje	[kg]
$m_{ř}$	Měrná hmotnost řetězu	[kg·m ⁻¹]
m_{sp}	Hmotnost spojovacího článku řetězu	[kg]
m_{zr}	Hmotnost zrychlované hmoty	[kg]
n_B	Otáčky řetězového bubnu	[min ⁻¹]
$n_{B\ sk}$	Skutečné otáčky řetězového bubnu	[min ⁻¹]
$n_{\check{c}}$	Počet článků řetězu mezi hřebly	[-]
n_M	Otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
$n_{m\ MG}$	Počet instalovaných pohonů u výsypu	[-]
$n_{m\ TG}$	Počet instalovaných pohonů ve vratné stanici	[-]
n_{per}	Počet per pod řetězovým bubnem	[-]
$n_{ř}$	Počet řetězů	[-]
p_2	Tlak na bok pera	[MPa]
q	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu (uhlí)	[kg·m ⁻¹]
$q_{H=0}$	Min. průtok vody v chlazení elektromotoru	[dm ³ ·min ⁻¹]
$q_{řú}$	Měrná hmotnost řetězového úseku	[kg·m ⁻¹]

t	Rozteč řetězu	[mm]
t_1	Tloušťka středního plechu dopravního žlabu	[mm]
t_2	Tloušťka spodního plechu dopravního žlabu	[mm]
t_0	Časová perioda natočení řetězového kola	[s]
t_p	Hloubka drážky v hřídeli	[mm]
t_{p1}	Hloubka drážky v náboji	[mm]
t_r	Doba rozběhu dopravníku	[s]
v	Rychlost unášeného materiálu (teoretická)	[m·s ⁻¹]
v_{sk}	Skutečná rychlost řetězu	[m·s ⁻¹]
v_r	Rychlost řetězu na řetězovém kole	[m·s ⁻¹]
Δv	Odchylka rychlosti řetězu	[%]
z	Počet zubů řetězového kola	[-]
α	Úklon porubu	[°]
α'	Úhel pootočení řetězového kola o 1 zub	[°]
η	Účinnost pohonu	[-]
η_M	Účinnost elektromotoru	[-]
η_P	Účinnost převodovky	[-]
η_S	Účinnost spojky	[-]
ξ	Součinitel zakřivení tratě	[-]
ρ	Hustota uhlí	[kg·m ⁻³]
ρ_s	Sypná hmotnost uhlí	[kg·m ⁻³]
τ_k	Napětí hřídele v krutu	[MPa]
$\tau_{k\,dov}$	Dovolené napětí hřídele v krutu	[MPa]
τ_{MAX}	Max. vzniklé napětí v hřídeli	[MPa]
φ	Úhel natočení řetězového kola	[°]
ω	Úhlová rychlost (obecně)	[s ⁻¹]

Úvod

Bezesporu jednou z nejvíce strategických surovin je černé uhlí. Těžba černého uhlí, i když byla v nedávné době zatracována, patří k důležitým a klíčovým průmyslovým odvětvím ve světě. Světové zásoby této suroviny se odhadují nejméně na 200 až 300 let (kdežto ropy na 40 až 50 let, uranu na 100 let). [28] Bohužel v naší republice těžba černého uhlí rapidně klesla, doly se zavírají, a v blízké budoucnosti bude těžba úplně zastavena. V roce 2020 pracují na území ČR již pouze čtyři černouhelné hlubinné doly, a to v karvinském revíru: Důl Darkov, Důl ČSM-Sever, Důl ČSM-Jih a Důl ČSA. Důvodem není nedostatek uhelných zásob, těch je dost, ale finanční situace a velké náklady na těžbu, které se nevyplácí – české uhlí je kvalitní a drahé, zákazníci však dávají přednost levnějšímu uhlí od jiných světových producentů. Také je třeba zmínit, že těžba uhlí má negativní ohlas u lidí, předně u místních obyvatel.

Největším světovým producentem černého uhlí je Čína. Nejvíce černého uhlí však exportuje Austrálie, Indonésie či USA. Blíže k naší vlasti je to Polsko (Horní Slezsko), Ukrajina (Donbas) a s obrovskou produkcí Rusko (Kuzněcká a Lenská pánev). Roční světová produkce černého uhlí se pohybuje v miliardách tun. Při tak obrovských číslech je důležitá modernizace a bezpečnost těžebního zařízení. Díky neustálého vývoje dobývací techniky lze těžit stále produktivněji, především díky porubového (stěnového) dobývání za použití kombajnů, (hřeblových) dopravníků, pluhů, mechanizovaných výztuží, aj. To je také dnešní výzva a poslání řady tuzemských firem, specializovaných na důlní zařízení, hrát roli na mezinárodním trhu s dobývacími zařízeními.

Neodmyslitelným zařízením, při dobývání černého uhlí je hřeblový dopravník, který slouží k primární přepravě vytěženého uhlí. Hřeblový dopravník má však uplatnění nejen v těžbě jiných surovin jako je uhlí (také např. při těžbě uranu), ale může být použit pro přepravu jiných vhodných materiálů, jako je např. komunální odpad. Hřeblový dopravník může být umístěn jako dílčí zařízení, popř. sloužit jako podavač v různých strojích. A to např. nejen při těžbě surovin v razícím kombajnu, ale také v silničním finišeru, podávající asfalt, či v silničních frézách na starý asfalt (kde plní funkci nakládacího zařízení).

Cílem této bakalářské práce je navrhnout, vypočítat a zkonstruovat pohonnou stanici pro porubový hřeblový dopravník, dle dnešních, moderních trendů, ve spolupráci s firmou OSTROJ a.s., sídlící v Opavě. Samotný koncept vychází ze zadaných parametrů z praxe.

1. Hřeblový dopravník

Hřeblový dopravník patří mezi kontinuální dopravní zařízení, tedy materiál se může pohybovat nepřetržitě (jedná se o plynulou dopravu) a s materiálem se pohybuje pouze část zařízení. U hřeblového dopravníku se pohybuje řetěz s hřebly. Například u nejznámějších dopravníků – pásových se s materiálem pohybuje pouze pás. Mezi kontinuální dopravní zařízení pak např. dále patří pásový, lanopásový, článkový, vibrační, šnekový dopravník, aj.

Hřeblový dopravník je určen pro přímočarou vodorovnou a úklonnou (tj. až do 35°) dopravu uhlí v porubech dobývaných mechanicky i v jiných důlních dílech. [7]



Obr. 1 Porubový hřeblový dopravník firmy OSTROJ DH 726 K [14]

Hřeblový dopravník můžeme blíže zařadit do tzv. řetězových dopravníků – tažným prvkem je řetěz. Do této kategorie spadají dopravníky: článkové, redlerové, podvěsné a hřeblové. V našem případě je unášecím prvkem, jak už bylo výše uvedeno, řetěz s hřebly. Řetěz s hřebly se pohybuje ve speciálním žlabu, kdy třecí části žlabu jsou vyrobené z ořezavzdorné oceli. V horní – otevřené větvi, se řetěz s hřebly pohybuje s materiálem a v dolní větvi (většinou uzavřená) se řetěz s hřebly vrací zpět.

Hřeblový dopravník patří k tradičním dopravníkům v hlubinném dole, a nejen díky dopravnímu výkonu až $3500 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$ [16] a délek dosahujících až 400 m [14] má nezastupitelnou roli v moderní těžbě uhlí.

Mezi největší výrobce hřeblových dopravníků a důlního zařízení v ČR bezpochyby patří firma Ostroj a.s., dříve monopolní výrobce hřeblových dopravníků OKR-Ostroj k. p. Opava. Dále firma sídlící v Ostravě SE-MI Technology, a.s., nebo T Machinery a.s., EXPOSITA. Ve světě to jsou firmy Longwall – Associates, Komatsu (JOY) a jedna z největších firem CAT, nebo v našem sousedním státě – polská FAMUR.

1.1 Výhody a nevýhody hřeblových dopravníků

Výhody:

- způsob uložení žlabů může být dosti rozdílný – žlaby se mohou ve spojení vychýlit až o $\pm 5^\circ$ ve vertikální rovině a v horizontální až $\pm 3^\circ$ [7]
- dovoluje velké, ale krátkodobé přetížení
- možnost úklonné dopravy až do 35° [7]
- pevná a tuhá konstrukce do těžkých důlních podmínek
- nízká konstrukce pro vhodné umístění do porubu
- zvýšení dopravního výkonu nástavnými plechy, v závislosti na použitých motorech
- umožňuje pojezd dobývacího kombajnu či pluhu
- snadné přesouvání dopravníku pomocí přesouvacího zařízení bez nutnosti rozebrání

Nevýhody:

- velká spotřeba energie, důvodem je velké tření řetězu s hřebly o žlab, a tedy nutnost i více motorů
- při pohybu uhlí mezi hřebly s řetězem dochází k jeho drcení
- žlaby se rychle opotřebovávají – proto musí být jejich třecí části z kvalitní ořezávací oceli, což vede k vyšší ceně zařízení
- velká hmotnost jednotlivých dílů
- hlučnost

Hřeblový dopravník má tedy i řadu nevýhod, které by se mohly jevit už na první pohled. Z toho důvodu nemá tak rozsáhle uplatnění jako např. pásový dopravník. Nicméně v dobývání uhlí a v podobných těžkých podmínkách má nezastupitelnou roli.

1.2 Rozdělení hřeblových dopravníků

Porubový (stěnový dopravník): Určen pro prvotní přepravu rubaniny z porubu. Tento druh hřeblového dopravníku je nejběžnější. Instaluje se přímo v porubu v hlubinném dole, pospolu s těžním kombajnem nebo pluhem, jehož pojezd je přímo na hřeblovém dopravníku. Odtud většinou rubanina plyne na sběrný hřeblový dopravník. Za hřeblovým dopravníkem se v porubu nachází mechanizovaná výztuž, která zpevňuje porub. Tímto tzv. stěnovým dobýváním se těží nerost, následně se celá soustava i s mechanizovanou výztuží posune do vzniklého vytěženého prostoru a prostor za výztuží se zavalí.



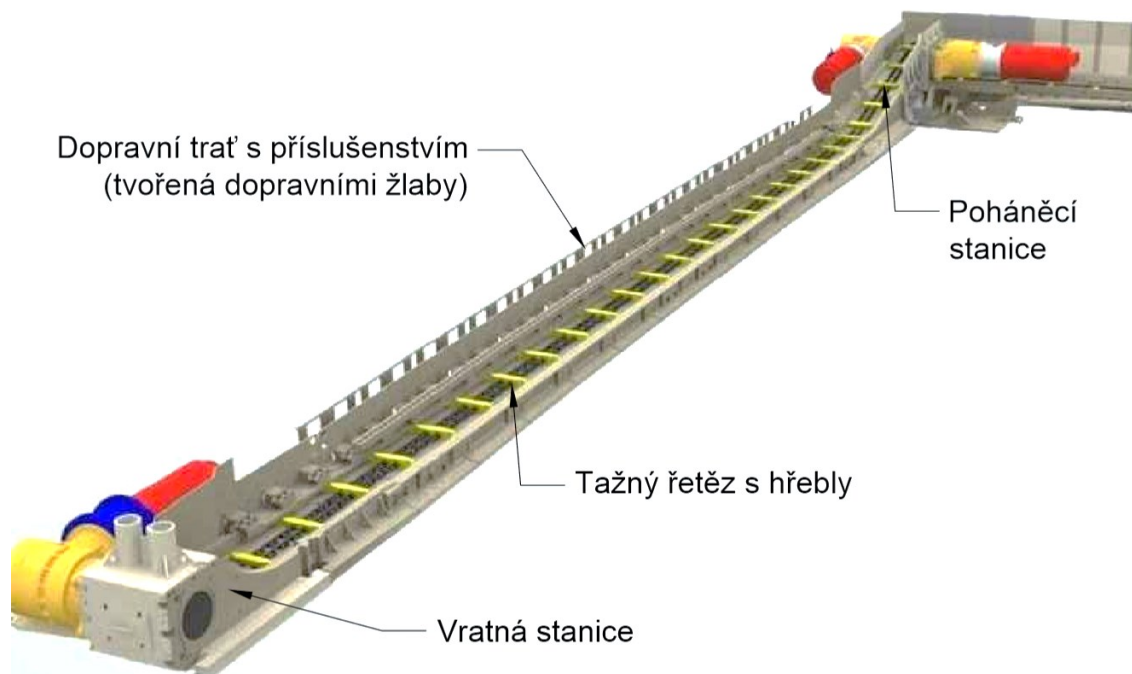
Obr. 1.1 Soustava stěnového hřeblového dopravníku s těžebním kombajnem včetně mechanizované výztuže – expozice v Ostravě-Petřkovicích

Sběrný dopravník: Tento dopravník je určen pro použití pro odtěžení uhlí po úvodní třídě v porubu hlubinného dolu (tj. následuje v trase toku materiálu za stěnovým dopravníkem). [17] Většinou tvoří článek mezi stěnovým hřeblovým dopravníkem a pásovým dopravníkem, nebo slouží k překonání větších úklonů. Tento dopravník bývá z pravidla osazen nastavnými plechy z obou stran pro zvýšení dopravního výkonu. Dopravník může být také vybaven přesouvacím zařízením či drtičem uhlí, který drtí uhlí přicházející z porubu na definovanou velikost.

Pomocný dopravník: Je velmi podobný sběrnému dopravníku. Používají se při ražení pro odtěžení materiálu v čelbách nebo při různých pomocných pracích. Také se mohou podílet na vynášení propadu u kapacitních plnicích míst. Dopravníky mívají lehkou konstrukci a mohou být zavěšené.

2. Hlavní částí hřeblového dopravníku

Složení hřeblového dopravníku je zřejmé z Obr. 2. Skládá se ze čtyř hlavních částí: poháněcí stanice, vratné stanice, tratě s příslušenstvím a tažný řetěz s hřebly.

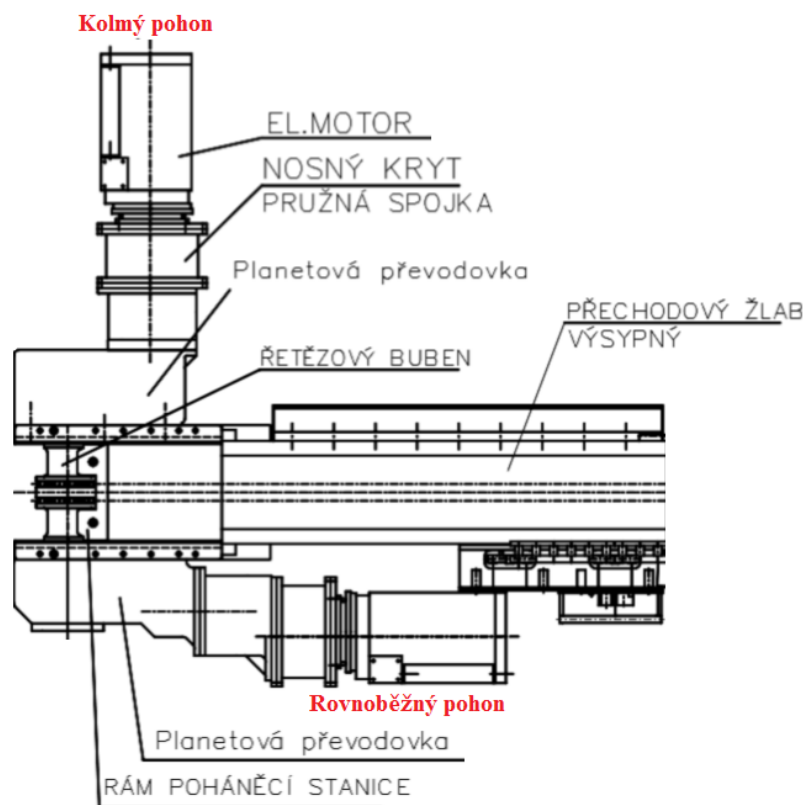


Obr. 2 Popis hřeblového dopravníku [19]

2.1 Poháněcí stanice

Přes poháněcí stanici se realizuje přenos točivého momentu z motoru (pohonu dopravníku), na řetězový buben, který následně rozpohybuje řetězy s hřebly. Ty začnou dopravovat materiál. Směr dopravy materiálu bývá většinou ve směru k poháněcí stanici. Avšak např. společnost Ostroj a.s. nabízí i obousměrnou dopravu rubaniny, zejména v případech, kdy máme pohonnou jednotku umístěnou i ve vratné stanici. [14]

Poháněcí stanice obsahuje jeden, nebo dokonce dva poháněcí elektromotory (záleží na požadovaném výkonu). Dále se skládá z nosného krytu s rozběhovou spojkou (hydraulickou, či pružnou), převodovky, popř. zubové spojky mezi převodovkou a řetězovým bubnem (pokud není hřídel bubnu s drážkováním rovnou vložena do převodovky). Nezbytnými součástmi je pak samotný řetězový buben a rám poháněcí stanice, zajišťujícím tuhost celé konstrukce. Také může být poháněcí stanice vybavena napínacím zařízením řetězu, skrápěním, a různými blokovacími a bezpečnostními zařízeními. [17] Popis poháněcí stanice je zřejmý z Obr. 2.1.



Obr. 2.1 Popis poháněcí stanice s přechodovým žlabem výsypným [17]

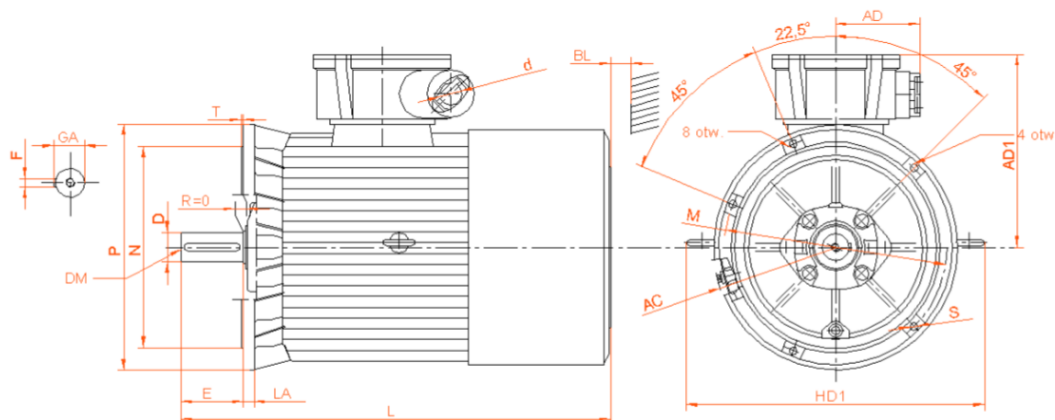
Hřeblové dopravníky bývají firmami dodávány stavebnicovým způsobem. Trať dopravníku bývá většinou shodná. Konstrukce poháněcí a vratné stanice bývá ale často odlišná – záleží na celé řadě požadavků zákazníka, které jsou závislé především na požadovaném výkonu, geologických podmínkách porubu a na koordinaci se spolupracujícími zařízeními (kombajny, pluhy, drtiče, mechanizované výztuže, další transportní dopravníky, ...). Nezanedbatelný konstrukční požadavek na poháněcí stanici (ale také na celý dopravník) jsou samozřejmě stísněné prostorové podmínky. V porubu hlubinného dolu nemůžeme disponovat velkými prostory. Dle této podmínky bývá pohon uspořádán na kolmý nebo rovnoběžný s osou dopravníku (Obr. 2.1).

Kolmý pohon je spíše typický pro porubové hřeblové dopravníky. Důvodem mohou být stísněné prostorové podmínky porubu. Aby se kombajn (popř. pluh) mohl pohybovat po nejdelší trase v ose dopravníků, může se umístit tento kolmý pohon do těžní chodby, ve které se nachází i jiný sběrný dopravník.

Rovnoběžný pohon je charakteristický u sběrných či pomocných hřeblových dopravníků, i když je častý i u porubových (pokud to dovolí prostorové podmínky).

Kolmé a rovnoběžné pohony můžeme k poháněcí stanici umísťovat buď jednostranně nebo oboustranně. Konstrukčně se mohou taky oba výše zmíněné druhy pohonů kombinovat (Obr. 2.1).

K pohonu hřeblových dopravníků, stejně jako u jiných typů dopravníků, se používá asynchronních elektromotorů s kotvou na krátko. Pro větší bezpečnost v hlubinném dole se používají v nevýbušném provedení. Motory musí mít certifikaci ATEX (evropskou směrnicí 94/9/ES) do prostředí s nebezpečím výbuchu metanu a uhelného prachu do I M2. Tento stupeň certifikace stanovuje, že v případě nebezpečí exploze se zařízení vypne. Asynchronní elektromotory jsou na konstrukci jednoduché a v provozu spolehlivé. Jejich jedinou nevýhodou je poměrně nevhodná momentová charakteristika, jehož důsledkem by mohly být problémy s rozběhem zaplněného dopravníku. [7] Z toho důvodu se mezi motor a převodovku instaluje rozběhová spojka. Rozběhová spojka začne přenášet točivý moment až od určité velikosti otáček motoru, pomáhá tak při rozběhu. Další variantou kompenzace nevhodné momentové charakteristiky je použití frekvenčních měničů, což se ale moc nepoužívá u hřeblových dopravníků. Elektromotor porubových a sběrných dopravníků je z 90 % případů chlazen vodou. Jen minimum menších elektromotorů je zde chlazen vzduchem.



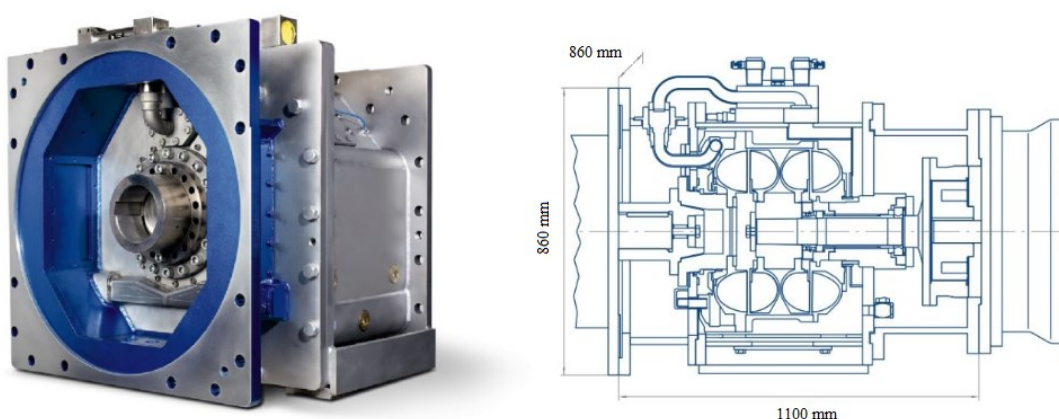
Obr. 2.2 Schéma elektromotoru firmy CELMA – indukta, řady dSKg 200 ÷ 315 – EP, který používá firma SE-MI Technology [30]

Největší výrobce důlního zařízení u nás, Ostroj, nabízí celkový příkon pohonu až 3 x 855 kW. [16] Například firma T Machinery používá maximálně elektromotory 4 x 400/135 kW. [18] Firma SE-MI Technology používá u hřeblových stěnových dopravníků pohon o maximálním výkonu 4 x 400 kW. U sběrných hřeblových dopravníků to je maximální výkon 2 x 250 kW a u pomocných hřeblových dopravníků 2 x 100 kW.

Dodavatel elektromotorů pro SE-MI Technology je polská firma sídlící v Polském Těšíně - CELMA Indukta. Jedná se o elektromotory do výbušného prostředí řad dSKg. [17]

Praktickým trendem je užití dvourychlostních elektromotorů, jejichž velkou výhodou je, že se spouštějí nejprve na nižší výkon a posléze se přepnou na jmenovitý vyšší výkon. Při rozbíhání na nižší rychlosti je totiž potřebný jen téměř poloviční elektrický proud, oproti výsledné vyšší rychlosti. Tato ekonomická spotřeba proudu může hrát klíčovou roli při zapínání zařízení v uhelném dole na začátku směny. Lze tak předejít zbytečnému přetížení elektrické sítě.

Jak už bylo dříve uvedeno, u asynchronních elektromotorů s kotvou na krátko je nutnost použít rozběhovou spojku. Nejčastěji používaným typem rozběhové spojky je hydraulická spojka (obdobně jako u pásových dopravníků). Hydraulickou spojkou zajistíme plynulý rozjezd naloženého dopravníku, bez přehřátí motoru. Hydraulická spojka dokáže odstranit přenos rázů a kmitů, mimo to plní i funkci pojistnou. Pracovním médiem pro použití v hlubinném dole je zpravidla voda. Hydraulické spojky jsou buď s řízeným plněním nebo konstantním plněním. Do výkonu přibližně 630 kW se používají spojky s konstantním plněním, nad 630 kW spojky s řízeným plněním. Je tedy potřeba přívodu média – vody. Je nutné, aby prouděné médium bylo čisté. Nevýhodou hydraulických spojek je, že vytváří teplo, pracují s určitou účinností, mají velký rozměr, hmotnost a vyšší cenu. Bývá kombinována s planetovými převodovkami. Pro hřeblové dopravníky se například používají hydraulické spojky s řízeným plněním vodou společnosti VOITH, typu CPC, DTPKWL2 (Obr. 2.3). [24]

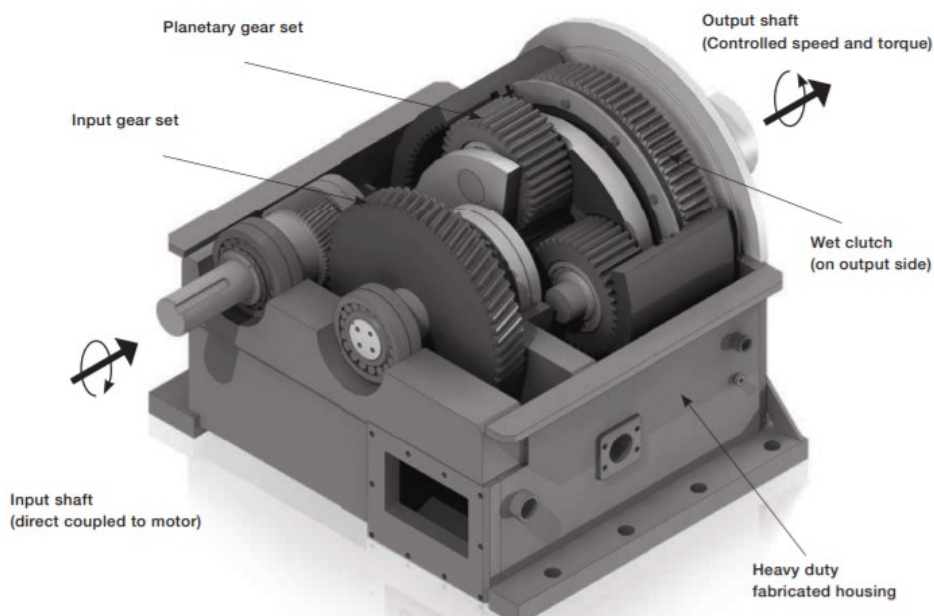


Obr. 2.3 Spojka s řízeným plněním VOITH DTPKWL2 [24]

Jak je patrné z Obr. 2.1 a Obr. 2.3 hydraulická spojka je přírubově spojena šroubovým spojem k elektromotoru a převodovce, nebo může být součástí nosného krytu.

Místo finančně nákladnější hydraulické spojky se může použít vysoce pružná spojka. Příkladem jsou vysoce pružné spojky řady SET polské společnosti MOJ S.A., sídlící v Katovicích, spojky mohou přenášet výkon až 750 kW. [31]

Jinou variantou, jak bezpečně zajistit plynulý rozjezd hřeblového dopravníku je řízením CST (Controlled Start Transmission). Motor spojuje pružná spojka se speciální planetovou převodovkou, která v sobě obsahuje mokrou lamelovou třecí spojku umístěnou na výstupní hřídeli. Elektromotory se rozběhnou, posléze dosáhnou bodu zvratu, začnou vyvíjet tlak na pružnou lamelovou spojku, která začne postupně přenášet krouticí moment přes planetový převod na hřídel řetězového bubnu. Systém CST zajišťuje efektivní přenos výkonu motoru a točivého momentu s hladkým rozběhem a zastavením. Systém také zabezpečí dopravník proti přetížení a zamezí tak případnému roztržení unášecího řetězu. Nutností však je velká čistota oleje a množství oleje až 800 l v převodovce. Nevýhodou systému CST však je, že dopravník potřebuje více pohonných stanic. [27] Výrobce tohoto zařízení je například společnost ABB. Systém této firmy je na Obr. 2.4.



Obr. 2.4 Planetová převodovka s mokrou lamelovou třecí spojkou od společnosti ABB [27]

Další nedílnou součástí poháněcí stanice hřeblového dopravníku je převodovka. Ta se pomocí přírubového spoje umísťuje mezi nosný kryt s hydraulickou, nebo pružnou spojkou a rámem poháněcí stanice. Díky převodovce můžeme dodávat dopravníku rychlost v rozmezí $0,35 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ až $1,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. [17] K rozpočívání dopravníku je potřeba

samozřejmě velkého točivého momentu, k čemuž je převodovka také nezbytně nutná. Používají se klasické mechanické převodovky, často dvourychlostní, s čelními ozubenými koly pro kolmý pohon a jedním párem kuželových ozubených kol pro rovnoběžný pohon. [7] V dnešní době se však častěji používají planetové převodovky. Planetová převodovka má menší rozměry (což je přínosné v hlubinném dole), větší životnost ozubených kol a snadno dosáhne velkých převodových poměrů, vzhledem ke svému menšímu rozměru. Převodovka musí zvládat převody vysokých poměrů a to až 50:1. [17] Například firma Ostroj používá výhradně u svých hřeblových dopravníků planetové převodovky. Pouze u typu DH 622K, což je spíše slabší hřeblový dopravník o max. výkonu 4 x 100 kW, nabízí klasickou nebo planetovou převodovku. [14] Stejně tak nabízejí planetové převodovky u svých hřeblových dopravníků firmy T Machinery a.s. a SE-MI Technology. Konkrétně společnosti SE-MI Technology i Ostroj a.s. dodává planetové převodovky německý výrobce Wolfgang Preinfalk GmbH. Převodovky této společnosti dokážou převést výkon až 1800 kW, jsou v nevýbušném provedení a ve dvou provedeních – s kuželovým převodem a bez kuželovitého převodu. Převodovky jsou chlazené vodou. [32]

Obr. 2.5 Planetová převodovka společnosti Wolfgang Preinfalk GmbH typu PSPL – 85 X, převodovka je schopná přenést výkon až 1800 kW [17]

Výstupní hřídel převodovky je často (při velkém výkonu) spojena zubovou spojkou s hřídelí řetězového bubnu. Při spíše menších výkonech je spojení převodovky s hřídelí bubnu provedeno pouze drážkováním. Je zde přenášen velký točivý moment, u kterého je potřeba dokonalé spojení. Počet zubů na řetězovém bubnu se volí 5 až 10 [11], popř. 4 až 8 [10], nejčastěji však mezi 6 a 8. Menší počet zubů se volí u sběrných, popř. pomocných hřeblových dopravníků. Při nízkém počtu zubů na řetězovém bubnu dojde snadněji k tzv. polygonnímu efektu (nevhodná kinematika vede k dynamické zátěži řetězu). [1] Jestliže budeme mít větší počet zubů, zvětšíme tak zbytečně objem řetězového bubnu. Řetězový buben bývá osazen jedním, dvěma nebo v minulosti třemi ozubenými

koly – to závisí na počtu tažných řetězů. [7] Řetězový buben se u porubových dopravníků může skládat ze dvou (podélných) částí, které jsou na hřídel, která se otáčí v soudečkových ložiskách, připevněné spojem pomocí pera a obě části jsou k sobě přišroubované. Toto konstrukční řešení zajistí i případnou rychlou výměnu opotřebovaného řetězového bubnu. Konstrukce řetězového bubnu se řídí německou národní normou DIN 22 256. Řetězový buben se vyrábí jako odlitek.

Poslední hlavní částí poháněcí stanice je samotný rám stanice. Základní část rámu je tuhý svařovaný celek. Rám musí zajišťovat nosnost instalovaných pohonů a zároveň mít nízkou robustní konstrukci do porubu. Kluznice rámu, stejně jako trať dopravníku jsou z ořezuvzdorného materiálu. K rámu jsou připojené převodovky s pohony šroubovým spojením, popř. i perem. V samotném rámu je uložen již výše zmíněný řetězový buben. K rámu poháněcí stanice je pomocí šroubového spojení, nebo spojovacích činek připevněna trať dopravníku, konkrétně přechodový žlab.

Nejjednodušší provedení rámu poháněcí stanice je s čelním přímým přesypem. Dopravovaný materiál se tak přesypává přímo přes řetězový buben. K usměrnění toku materiálu můžou být použity nastavné plechy. O něco složitější je konstrukce rámu s bočním přesypem. Třetí variantou je rám poháněcí stanice s křížovým přesypem. Tento rám pomocí nastavné radlice umožní změnu směru toku materiálu. Materiál se tak přesune na další hřeblový dopravník, který je pevně spojen s prvním porubovým hřeblovým dopravníkem.



Obr. 2.6 Hřeblový dopravník DH 726K společnosti Ostroj a.s. [16]

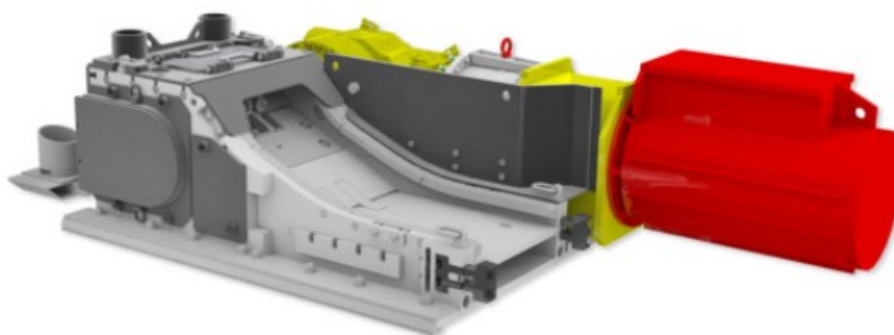
Na Obr. 2.6 je hřeblový dopravník s čelním přímým přesypem, s nastavnými plechy a řetězovým bubnem se dvěma řetězovými koly.

Další součástí poháněcí stanice může být napínací zařízení – nejčastěji hydraulické, to slouží ke správnému předpětí tažných řetězů nesoucích hřebla. Také zde jsou umístěny různé bezpečnostní blokovací zařízení. Bývá zde také instalováno skrápění vodou.

2.2 Vratná stanice

Vratná stanice je konečnou částí dopravníku. Skládá se z rámu, řetězového bubnu s řetězovými koly. Řetězový buben rozpohybovaný tažnými řetězy se protáčí v soudečkových ložiskách na hřídeli, uložené v rámu vratné stanice. [7]

Především u porubových hřeblových dopravníků bývá často vratná stanice poháněna. Jestliže dopravník má mít velký dopravní výkon a jeho délka se pohybuje ve stovkách metrů je potřeba pohánět i vratnou stanici. Pohon pouze u poháněcí stanice by nestačil. Při pohybu materiálu k poháněcí stanici, dochází ve spodní větvi k třecím odporům řetězu s hřebly se stykovou plochou žlabu, a právě tyto síly by měl pohon vratné stanice kompenzovat. Při umístění motoru na konec dopravníku dosáhneme příznivějších sil v tažném řetězu, a tak i vyšší bezpečnosti řetězu. Konstrukce pohonné jednotky vratné stanice je stejná jako u poháněcí stanice. Z důvodu univerzality se volí stejné pohonné jednotky jako u poháněcí stanice. Pohon bývá zpravidla ale jednostranný a měl by umožnit pojezd kombajnu, popř. pluhu až na konec dopravníku.



Obr. 2.7 Vratná stanice s rovnoběžným pohonem polské společnosti FAMUR, sídlící v Katowicích [19]

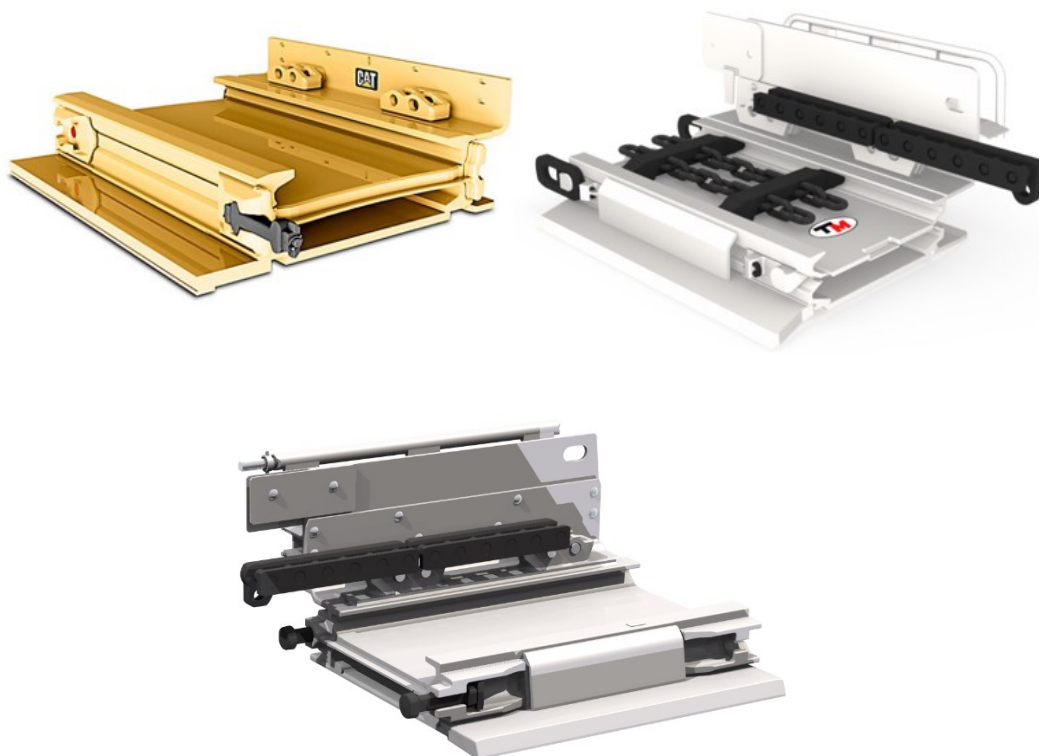
Výhodou při umístění pohonu k vratné stanici je, že by se směr dopravovaného materiálu mohl změnit, tedy od poháněcí k vratné stanici. To nám umožní obousměrnou

dopravu rubaniny. Ovšem dopravní výkon nebude tak velký jako v opačném směru dopravy rubaniny k poháněcí stanici.

Součástí vratné stanice je také často hydraulické napínání tažného řetězu. To zajistí potřebné předpětí tažného řetězu s hřebly. Vratná stanice je nejčastěji pomocí dvou hydraulických válců připojena k dopravní trati. Hydraulické válce mají potřebnou sílu odsouvat vratnou stanici od zbytku dopravníku, a tak zvyšovat napětí v řetězu. Jak je patrné z Obr. 2.7 je vhodné vratnou stanici důkladně zakrytovat. Tím dosáhneme vyšší bezpečnosti.

2.3 Trať dopravníku

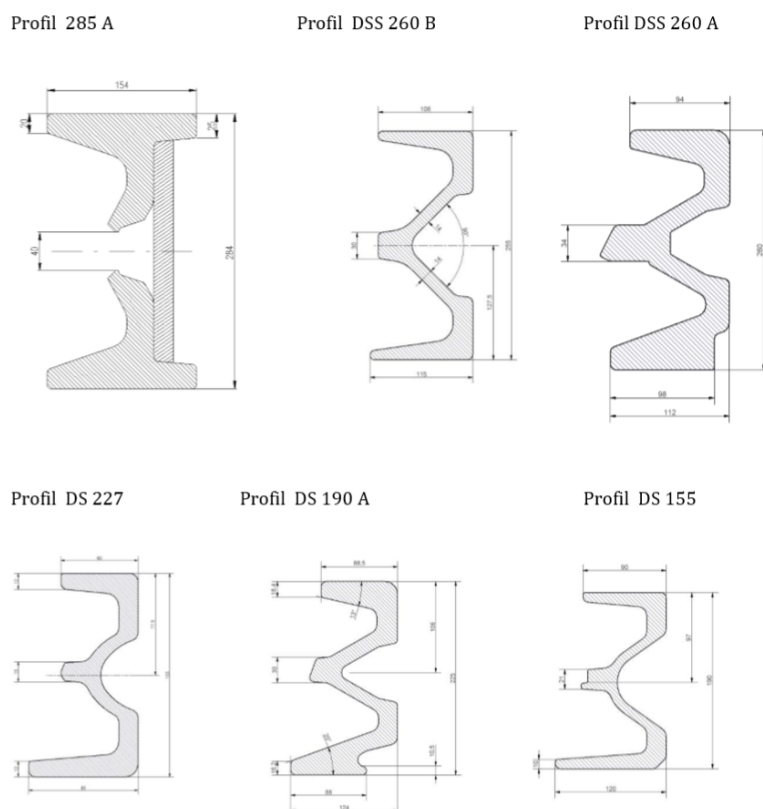
Trať dopravníku, po které se pohybuje unášený materiál, se skládá z jednotlivých žlabů, koncipovaných stavebnicovou konstrukcí, dále přechodového žlabu výsypného a přechodového žlabu vratného.



Obr. 2.8 Dopravní žlaby porubových hřeblových dopravníků společnosti CAT (vlevo), společnosti T Machinery s pojezdovou kolejnicí pro kombajn (vpravo), žlab DH 830 K společnosti Ostroj (dole) [21] [18] [14]

Dopravní žlab je svařenec dvou bočnic tvaru E – profilů, spojen uprostřed kluznicí žlabu. Nad kluznicí, tedy v horní větvi je materiál unášen řetězy s hřebly a pod kluznicí, tj. ve spodní větvi se řetěz s hřebly vrací do vratné stanice. Spodní větev může být uzavřená spodním plechem. Bočnice žlabu jsou buď válcované nebo odlévané. Použitý materiál musí vynikat velikou pevností a otěruvzdorností. Nevýhodou odlitku je však pravděpodobnost vzniku pórů. Samotná kluznice žlabu se v dnešní době vyrábí z kvalitní švédské otěruvzdorné oceli HARDOX. Kvalita kluznice podmiňuje životnost žlabu. Tloušťka kluznice se pohybuje 15 až 40 mm. Tloušťka spodního plechu nabývá hodnot 15 až 20 mm. [18]

Konstrukce žlabů bývá nízká. Výška E – profilu se nejčastěji pohybuje kolem (200 ÷ 300) mm. Délky žlabů se pohybují kolem 1500 mm, 1750 mm, 2000 mm. [1] Žlaby mohou být i kratší a tím lze docílit přesnější délky dopravníku. Šířka žlabu se odvíjí od dopravního výkonu. Pohybuje se mezi 500 mm až 1500 mm. [14] Např. společnost Ostroj nabízí u hřeblového dopravníku DH 1042 výšku E – profilu 290 mm, šířku tratě 1000 mm a délku žlabu 1750 mm. Dopravník nabízí do délky 400 m. Tzn. po prosté matematické úvaze je na délku tratě potřeba na minimálně 220 ks žlabů. Výrobní cena žlabu se tak velmi promítne na celkové ceně dopravníku.

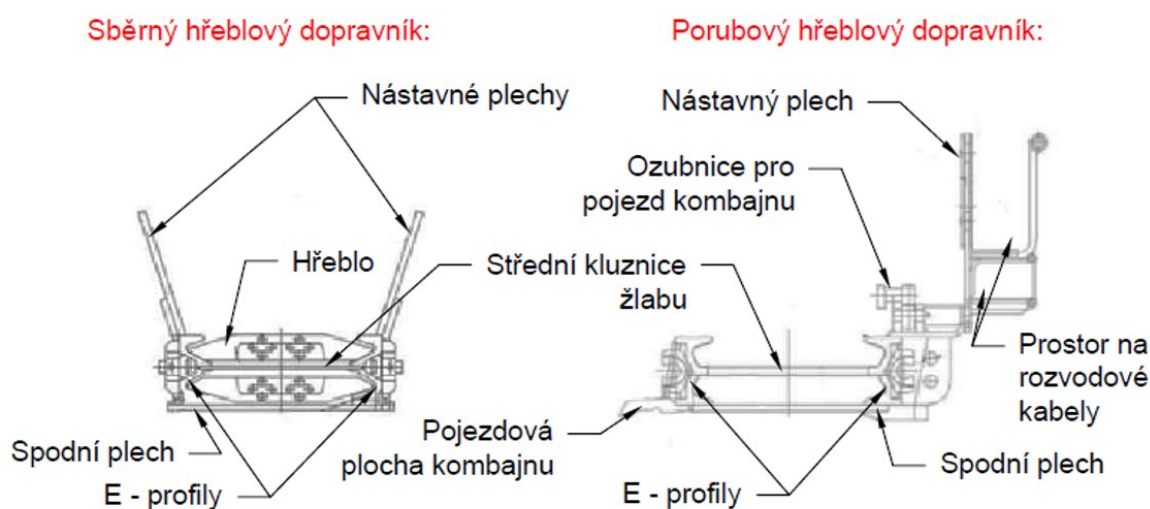


Obr. 2.9 E – profily nabízené firmou SE-MI Technology [17]

Spojení jednotlivých žlabů bývá různé. Záleží na spojovací technologii daných společností. Spoj však musí dovolit vzájemné vychýlení žlabů – a to jak v horizontální poloze, tak i ve vertikální. V minulosti byly žlaby spíše spojované volnými šrouby o vysoké pevnosti. [7] Jak je patrné z Obr. 2.8 společnost CAT, nebo Ostroj používají ke spojení žlabů speciální spojovací činky. Společnost T Machinery používá specifické spojovací oka. Mezi žlaby se v určité frekvenci zapojují i žlaby, které obsahují tzv. inspekční okno. Inspekční okno ve skluznici žlabu dovoluje provádět údržbu po celé délce dopravníku.

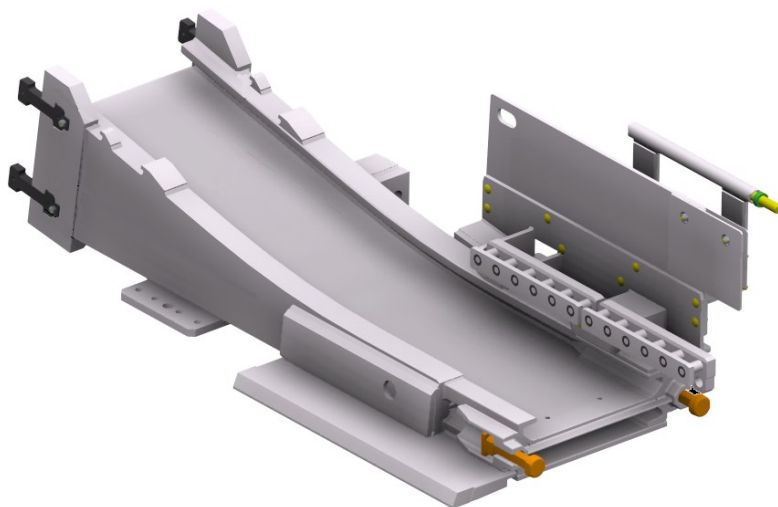
Žlaby porubových a sběrných hřeblových dopravníků se zásadně konstrukčně liší. Navazující sběrný hřeblový dopravník na porubový by měl mít samozřejmě širší dopravní trať, aby náhodou nedocházelo k nežádoucímu hromadění materiálu při přesypu.

U žlabů porubových hřeblových dopravníků jsou použity jednostranné nástavné plechy, a to na závalové straně. Jak je zřejmé z Obr. 2.10. Použitím těchto nástavných plechů se dosáhne většího průřezu dopravovaného materiálu. Nástavný plech je v kolmé rovině na dopravník a na zadní straně obsahuje uložení na elektrické kabely, vodní a vzduchové rozvody. Žlab také obsahuje ozubnice (většinou dvě) pro pojezd kombajnu nebo pluhu a podpornou pojezdovou plochu. Součástí žlabu může být také tzv. nahrnovací plech. Je klínovitěho tvaru, svařované konstrukce a zajišťuje nabírání uhlí z uličky poruby při posunu dopravní tratě po počvě. [7] Plechy a příslušenství bývá k žlabu připojeno šroubovým spojem – což zajistí snadnou montáž a demontáž, popř. může být příslušenství i přivařeno.



Obr. 2.10 Popis dopravních žlabů sběrného a porubového dopravníku [17]

Žlab sběrného hřeblového dopravníku je osazen oboustranně nastavnými plechy, mírně vyklopenými ven od dopravníku (Obr. 2.10). S bočnicemi žlabu jsou uchyceny šrouby. Takto dosáhneme vyšší dopravní kapacity.



Obr. 2.11 Přechodový žlab, společnosti Ostroj a.s. [14]

Přechodový žlab výsypný je článek mezi poháněcí stanicí (tedy na výsypném konci) a prvním žlabem dopravní tratě. S rámem poháněcí stanice je připojen přírubově a pomocí spojovacích čínek. Jak je patrné z Obr. 2.11, zde je použito celkem 4 spojovacích čínek s rámem poháněcí stanice. Tvoří přechod z nízkého žlabu na vyšší úroveň (řetězového bubnu). Úhel sklonu se pohybuje kolem 7° . Přechodový žlab však může být i součástí rámu poháněcí stanice. Podobně platí i pro přechodový žlab vratný, umístěný mezi posledním žlabem tratě a vratnou stanicí.

2.4 Tažný řetěz

Jak už bylo v předchozích kapitolách uvedeno, tažným prvkem hřeblového dopravníku je dopravní řetěz, který nese hřebla. Tak je v horní větvi dopravníku unášen materiál. Spojovacími články se jednotlivé úseky řetězů spojí v jeden nekonečný řetězový celek. Spojovacím článkem lze taky nahradit prasklé řetězové články řetězu. Spojovací články jsou patrné z Obr. 2.12.

Dopravník může být jednořetězový a dvouřetězový, čili závisí na počtu řetězových větví. V minulosti se používal i třířetězový dopravník, dnes se používá jen výjimečně, většinou při ražbách. V dnešní době je spíš trend používat dva řetězy s tzv. centrálním středěním. Toto konstrukční provedení má mnoho výhod. Řetěz může být větší, jelikož

není omezen výškou E – profilů (jako při bočním uspořádání řetězů). Díky použití většího řetězu zajistíme vyšší pevnost a spolehlivost. Další nespornou výhodou je, že se sníží nerovnoměrné rozdělení napětí v řetězu. Získáme také menší třecí ztráty, při pohybu řetězu s hřebly o kluznici než při použití tří řetězů.



Obr. 2.12 Spojovací články řetězových úseků německé společnosti Thiele [22]



Obr. 2.13 Dvouřetězový hřeblový dopravník s centrálním středěním (vlevo),
dvouřetězové pásmo s bočním vedením (vpravo) [23]

Řetězy jsou článkové a musí být vysokopevnostní, protože jsou velmi namáhané na tah. Řídí se normou ČSN 02 3215 nebo německou normou DIN 22 252. Mnozí výrobci však převyšují bezpečnostní požadavky těchto norem. Například německá společnost Thiele, česká Řetězárna Nová Ves, polská Fasing, atd. Německá firma Thiele nabízí speciální zploštělé řetězy, vedle klasických řetězů, který minimalizují výšku řetězu. [22]

Řetěz je definován tloušťkou článku (zpravidla značené d) a roztečí řetězu (t), což je jmenovitý rozměr vnitřní délky článku. (Vnitřní šířka článku se značí a). Například

společnost Ostroj nabízí u svého hřeblového dopravníku DH 1048 řetěz velikosti 48 x 152 ($d \times t$ v mm). [14]

Při velkém tahovém namáhání řetězu dochází k prodloužení řetězu. Jedná se o negativní jev. Hodnota prodloužení řetězu nesmí přesahovat hodnotu danou vzorcem, kde n je počet článku v řetězovém úseku:

$$\Delta L = \pm \frac{t}{100} \cdot (1 + 0,15 \cdot n) \quad [7]$$

Při délce řetězu nad 2 m u více řetězových systému nesmí délky jednotlivých úseků přesahovat 0,15 % jmenovité délky řetězu. [7]

2.5 Hřeblo

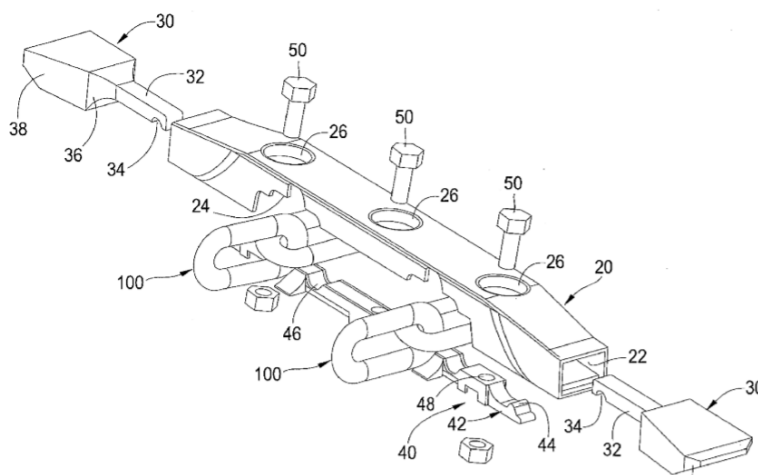
Jak konstrukce samotného hřebla, neboli unašeče, tak i jeho spojení s tažným řetězem prochází neustálou inovací. Způsob připevnění hřebel bývá kritickým místem hřeblových dopravníků z hlediska provozní spolehlivosti. Existuje celá řada provedení hřebel a jeho ukotvení k tažnému řetězu. Hřeblo může být jednodílné, dvojdílné, nebo i vícedílné. Také můžeme hřebla rozdělit na jednosměrnou nebo obousměrnou dopravu – konstrukce se může zásadně lišit. Hřeblo může být s řetězem spojeno pomocí třmenů, nebo se může jednat o beztržmenové spojení, nejčastěji pomocí šroubů.



Obr. 2.14 Provedení hřebel německé společnosti Thiele [22]

Hřeblo se vyrábí kováním. Unašeče (hřebla) se na řetěz montují v rozteči přibližně 1000 mm a méně. I když tento údaj může být relativní, záleží na trendu firem a na rozteči daného řetězu. Při konstrukci hřebla se nesmí opominout snadný průběh přes řetězové kolo.

Společnosti, produkující hřeblové dopravníky si většinou hřebla vyrábí vlastní, jako např. Ostroj a.s. Jelikož však některé větší hřeblové dopravníky vyžadují větší hřebla, jsou tedy hřebla dodávány jinými firmami. Kvalitní provedení hřebel nabízí (stejně jako řetězy) německá společnost Thiele, nebo české firmy BONAP-ICZ s.r.o., či Řetězárna Nová Ves. Druhy provedení, které nabízí firma Thiele je možno vidět na Obr. 2.14.



Obr. 2.15 Provedení hřebla s vyměnitelnými konci dle amerického patentu US 2011/0168528 A1 [12]

Hřeblo je vedeno E – profilem žlabu, kde dochází ke značnému tření. Tímto třením vzniká postupná degradace hřebla a jeho nutno tak časem vyměnit. Jelikož tato praxe může být nákladná, přichází např. americký patent US 2011/0168528 A1 se zajímavým řešením. Řešení je patrné z Obr. 2.15. Hřeblo je zde konstruováno celkem ze čtyř dílů, kdy dva postranní díly, které jsou vodící v E – profilu žlabu, jsou vyjímatelné, tedy vkládají se do hřebla, a to bez jakéhokoliv spojovacího materiálu. Při opotřebení tak stačí vyměnit pouze tyto dva díly, místo celého hřebla. [12]

3. Dobývací zařízení černého uhlí

Samotný princip dobývání uhelných ložisek můžeme rozdělit na:

- chodbicové (komorové) dobývání
- stěnové (porubové) dobývání

Ve většině případu se jedná o stěnové (porubové) dobývání. Toto dobývání je mnohem produktivnější a bezpečnější díky použití automatizované techniky hřeblový dopravník – kombajn/pluh – mechanizovaná výztuž.

Díky této technologii nastalo ve 2. pol. 20. stol. mnohem produktivnější dobývání černého uhlí. Avšak neustálý vývoj těchto těžebních zařízení trvá dodnes.



Obr. 3 Soustava hřeblového dopravníku, dobývacího pluhu a mechanizované výztuže, pro nižší sloje, společnosti Ostroj a.s. [16]

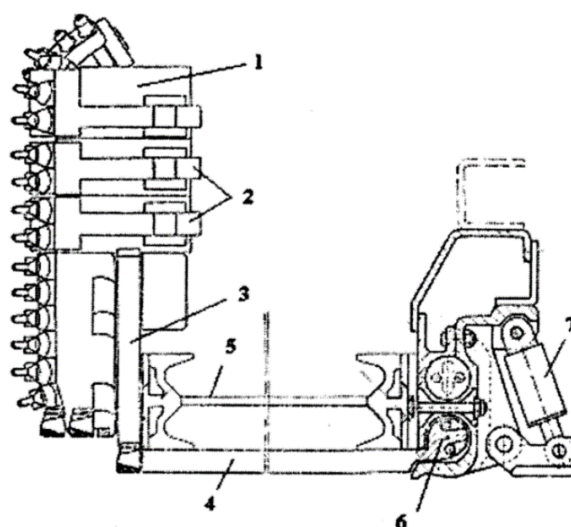
3.1 Pluhové dobývací soupravy

Princip pluhové soupravy je jednoduchý – pluhová souprava se pomocí tažného řetězu (lana) pohybuje napříč celým porubem podél hřeblového dopravníku. Pojezd je tak přímo umístěn na hřeblovém dopravníku. Pomocí ostří odřezává pluh uhlí (uhelnou třísku) z pilíře. Pluhové soustavy jsou určeny k dobývání horizontálních a úklonných slojí do 40°. Pevnost dobývaného uhlí se pohybuje do 40 MPa a mocnost sloje by měla být od 0,6 m do 2,3 m. [9] [21] Dobývací pluh má však malý záběr, ale velkou postupovou rychlost. K pohonu se používá (stejně jako u hřeblových dopravníků) asynchronní elektromotor s kotvou na krátko. Samozřejmostí je jeho nevybušné provedení. Pohonná jednotka se umísťuje na konec porubu, je tvořena elektromotorem, převodovkou a řetězovým kolem. Pluhová soustava je koncipována stavebnicovým způsobem.



Obr. 3.1 Dobývací pluh TH1600, společnosti CAT, s instalovaným výkonem 2 x 800 kW, do výšky sloje 1,1 m – 2,3 m, s max. rychlostí pluhu 3,6 m·s⁻¹ [21]

Pluhové soupravy jsou jednoduché, mohou se pohybovat napříč porubem oboustranně. Jsou ekonomické a efektivní. Rychlost dobývacího pluhu se pohybuje kolem (1 ÷ 3) m·s⁻¹. Například americká společnost CAT nabízí dobývací pluhy až rychlosti 3,6 m·s⁻¹, při použitém výkonu 2 x 800 kW. [21]



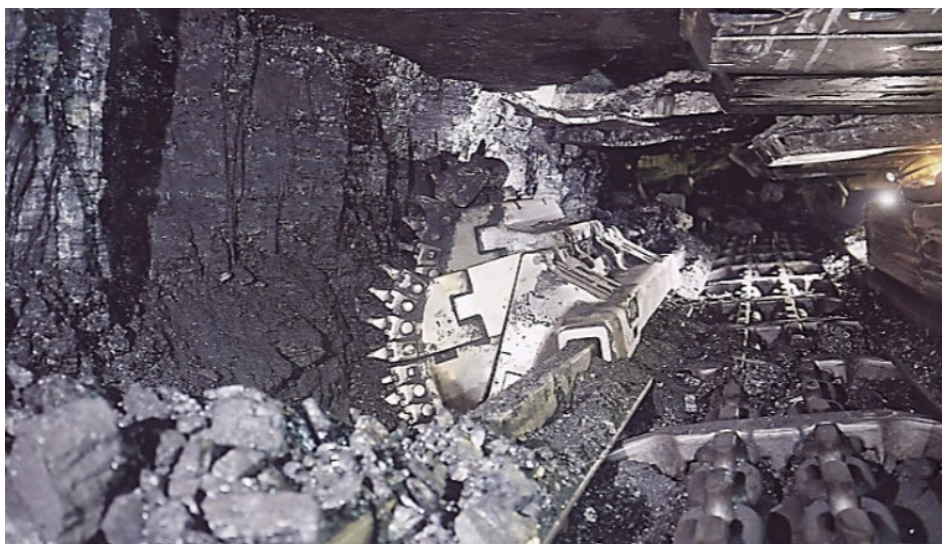
Obr 3.2 Popis dobývacího pluhu: 1 – pluhové těleso, 2 – přestavné části, 3 – přestavovací zařízení, 4 – stabilizační deska, 5 – hřeblový dopravník, 6 – tažný řetěz, 7 – naklápěcí zařízení [3]

Vzhledem ke konstrukčnímu řešení dobývacích pluů je můžeme rozdělit na vytrhávací a kluzné pluhy. Vytrhávací pluhy se upevňují na tzv. stabilizační desku, ta se nachází pod hřeblovým dopravníkem, která zde překonává nerovnosti tratě. Tažný řetěz je veden na závalové straně hřeblového dopravníku. Použití je u méně pevného uhlí a v nižších slojích. Výhodou je snadná údržba. Naopak u kluzného pluhu je tažný řetěz umístěn na pilířové straně. Vyniká nižším třením při pojezdu, a tak je pluh velmi efektivní. Kluzné pluhy tak používáme u vyšších slojích s větší pevností uhlí. Výhodou

kluzného pluhu oproti vytrhávacímu je, že zaručuje konstantní hloubku odebírané třísky uhlí.

Vzhledem k mocnosti sloje a hornicko-geologickým podmínkám může být dobývací pluhová soustava použita s výše zmíněnou mechanizovanou výztuží, popř. s individuální hydraulickou výztuží – ovšem to platí jen pro vytrhávací pluh.

Nespornou výhodou pluhových soustav je jejich aplikace do nižších slojí. Jedná se o automatizované soustavy, které vyžadují minimální obsluhu. Odebírání třísky uhlí je elektronicky stavitelné. Těleso pluhu může být výškově stavitelné. Pluh při své práci odebírá větší kusy uhlí než kombajn, což vede k menší prašnosti v porubu, rozpojené uhlí má lepší kusovitost, a tak i kvalitu. [3]



Obr. 3.3 Ukázka práce dobývacího pluhu v porubu, lze vidět hřeblový dopravník i mechanizované výztuže [21]

Mezi naše české výrobce pluhových soustav patří společnost Ostroj a.s. Světovým specialistou na pluhové soustavy je americká společnost CAT. V dnešní době, je spíše už méně výrobců dobývacích pluhů než kombajnů, převládá více dobývání uhlí kombajnem.

3.2 Dobývací kombajny

Dobývací kombajn je určen k rozpojování uhlí v pilíři. Zároveň pojíždí podél pilíře po hřeblovém dopravníku a na rozdíl od pluhových soustav, může nakládat toto vytěžené uhlí na hřeblový dopravník. Kombajny jsou prvním mechanizačním prvkem v dobývání uhlí, které se vyvinuly z prvotních brázdicích strojů. [3] Jejichž vývoj však probíhá

dodnes, kombajny jsou tak stále nejdůležitější těžní stroje nejen černého uhlí, ale např. pro těžbu solí, roponosných břidlic a jiných dalších nerostů. [18]

Konstrukčně je kombajn mnohem složitější než dobývací pluh. Je mnohem větší než dobývací pluh, proto je určen spíše pro sloje větších rozměrů. V dnešní době však jsou konstruovány i menší kombajny do menších slojí. Proto můžeme použít kombajn i od výšky sloje 1 m, třeba po vysoké sloje 5,5m a výše až 8,6 m. [18] [25] Kombajn nese v sobě pohon a skládá se většinou ze dvou ramen, na kterých je umístěn rotující válec s dobývacími noži. Rotující válec s upevněnými noži, tedy rozpojovací orgán, řeže uhlí z uhelné sloje. Princip je takový, že jeden rozpojovací orgán doluje uhlí z pilíře a druhý může nakládat rozpojené uhlí na hřeblový dopravník. [3] Popř. aby se kombajn využil efektivně, oba řezné orgány dolují uhlí, každý však v jiné výšce. Kombajn se může pohybovat v obou směrech napříč celým porubem.



Obr. 3.4: Dobývací kombajn EL300 společnosti CAT [21]

Dobývací kombajny lze rozdělit dle celé řady kritérií: [3] [26]

- 1) Dle technologie dobývání:
 - jednosměrné
 - obousměrné
- 2) Dle rozpojovacího orgánu:
 - válcové
 - korunkové
 - kombinované
- 3) Dle množství rozpojovacích orgánů:
 - jednoválcové
 - dvouválcové

- 4) Dle šířky záběru:
 - úzkopokosové
 - širokopokosové

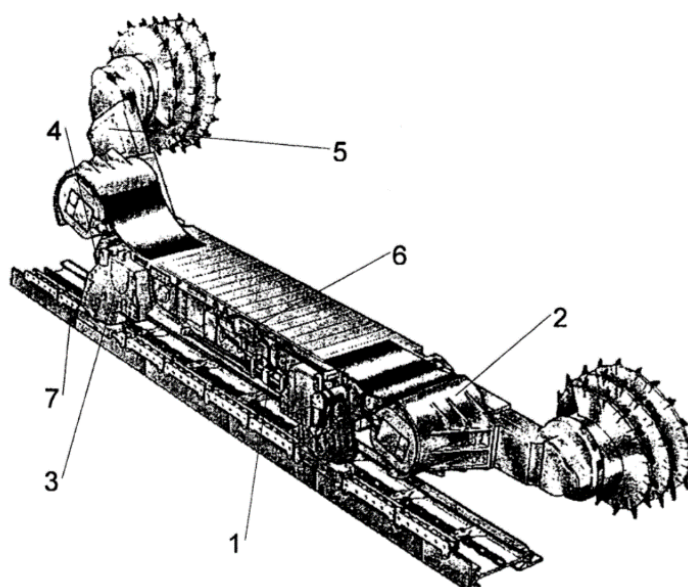
- 5) Dle druhu pojezdu:
 - s tažným řetězem
 - bezřetězový pojezd

- 6) Dle provedení regulace pojezdové rychlosti:
 - hydraulická
 - elektrická

- 7) Dle lokalizace vrátku
 - s vrátkem v konstrukci kombajnu
 - s vrátkem na těžní chodbě

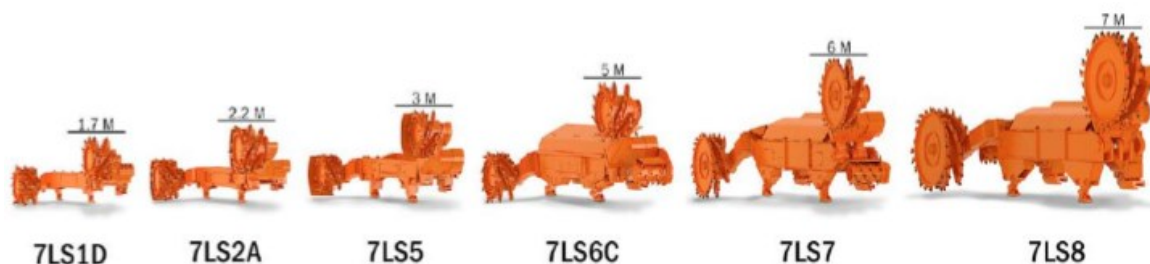
Dobývací kombajn se skládá z rámu, zajišťující tuhost celé konstrukce, ke kterému jsou připevněna mohutná ramena nesoucí rozpojovací orgány. Zvedání ramen je ovládáno hydraulikou. Rám také musí obsahovat poháněcí část jak rozpojovacích orgánů, tak i poháněcí část pro samotný pojezd kombajnu. K rámu jsou také připojena pojezdová kola, přes které dochází k pojezdu kombajnu po dopravníku. Důležitou částí kombajnu je ovšem i skrápění a chlazení. Voda je do kombajnu přiváděna pružnou hadicí z rozvodů v hlubinném dole. Voda je tak přivedena až k tryskám v rozpojovacích orgánech, což vede k řízenému skrápění. Na rozdíl od uhelných pluhů dochází k většímu drcení těžného uhlí, je třeba minimalizovat jeho prašnost a zajistit nezapálení metanu. Popis dobývacího kombajnu lze vidět na Obr. 3.5.

Jak už bylo výše zmíněno, kombajn se může pohybovat napříč porubem pomocí tažného řetězu, jehož řetězové kolo může být umístěné na těžební chodbě, ve vratné stanici, popř. přímo v kombajnu. Mnohem větší uplatnění v praxi však má bezřetězové vedení kombajnu. Pojezdová kola, hnaná kombajnem, se tak pohybují po pojezdech na hřeblových dopravnících. Používají se systémy typu: Eicotrack, Dynatrack, Dynaride. [3] Přičemž asi nejznámější provedení je Eicotrack, Pojezdové kolo zabírá do lišt s příčnými opěrami, které se většinou po dvou umísťují na dopravní žlab hřbového dopravníku.



Obr. 3.5: Popis dobývacího kombajnu: 1 – rám, 2 – poháněcí část rozpojovacích orgánů, 3 – poháněcí část pojezdu, 4 – ovládání ramen, 5 – ramena, 6 – elektrická zařízení, 7 – hřeblový dopravník s pojezdem [3]

Mezi české výrobce dobývacích kombajnů patří společnost T Machinery a.s., sídlící v Ratíškovicích (Hodonínsko). Společnost nabízí kombajny pro mocnosti sloje od 1 m až po 5,5 m. Výkony těchto kombajnů zajistí až 3000 t vytěženého uhlí za den, a to při minimální výšce sloje. [18] Hmotnost největšího kombajnu této společnosti MB1200ESG je 105 t a jeho délka je přibližně 15 m. V Evropě je velkým výrobcem kombajnů, stejně jako jiného důlního zařízení, polská firma Famur, německá společnost Eickhoff nabízející dosah řezného kombajnu do výšky sloje až 8,6 m. [25] Mezi světové giganty patří CAT a japonská společnost KOMATSU, která koupila těžební společnost JOY a disponuje tak jejími výrobky. Tyto společnosti disponují kombajny špičkové výroby.



Obr. 3.6: Přehled velikosti kombajnů společnosti JOY, dnes tedy KOMATSU [20]

Samozřejmostí kombajnů je plná automatizace celého zařízení. Veškeré provedení pohonů je nevýbušné. Nespornou výhodou je velká produktivita a použití ve vysokých slojích. Nevýhodou oproti pluhu (jak bylo výše uvedeno) je drcení uhlí, což způsobuje

velkou prašnost a menší kvalitu uhlí. Nevýhodou taky může být velký rozměr kombajnu. Po ekonomické stránce je pořizovací cena dobývacího kombajnu mnohem vyšší než pluhu.

3.3 Mechanizovaná výztuž

Nedílnou součástí porubového komplexu je mechanizovaná výztuž. Je třeba zajistit vytěžený prostor a poskytnout bezpečnostní podmínky pro pracovníky. Mechanizovaná výztuž dále přesouvá hřeblový dopravník a můžeme tak docílit k bezpečnému, řízenému závalu, tedy zasypání vytěženého prostoru za výztuží. Tzv. krok výztuže (o kolik se sekce výztuže přesune k pilíři) může být 800 mm. [18]

Mechanizovaná výztuž se skládá z tzv. jednotlivých sekcí, které se umísťují vedle sebe po celé délce porubu. Jedna sekce výztuže se skládá z rámu, hydraulických stojek, stropnice, závalového štítu, táhlového mechanismu, přesouvacího zařízení a ovládacího systému. [16] Výztuže se umísťují na počvu a díky hydraulickému válce mohou mít proměnnou výšku. Rozpětí výztuže se přibližně pohybuje mezi 0,7 m až 7,8 m. [20] Záleží na hornicko-geologických podmínkách porubu, společnosti produkující mechanizované výztuže nabízejí rozsáhlou škálu těchto produktů. Jedna sekce může unést až 1750 t horniny. [20] Nosnost záleží na konstrukci výztuže a typu použitých hydraulických válců.



Obr. 3.7: Příklad provedení mechanizované výztuže společností CAT (vlevo) a polské FAMUR (vpravo) [21] [19]

Mechanizované výztuže, zkonstruované poprvé v 50. letech 20. stol., které prodělávají dodnes neustálý vývoj, mají nezastupitelnou roli v efektivní těžbě nejen černého uhlí (např. i lignitu). Výztuže musí být zkonstruovány z kvalitního materiálu (vysokopevnostní oceli), musí být připraveny pro nepřetržitý provoz, samozřejmostí je také akreditované otestování výrobcem. Mechanizované výztuže podléhají přísným

bezpečnostním požadavkům. Problematikou se zabývá norma ČSN EN 1804 – Důlní stroje – Bezpečnostní požadavky na hydraulickou mechanizovanou výztuž.

Společnosti zabývající se mechanizovanými výztužemi, podobně jako jinými dobývacími zařízeními, jsou v ČR: Ostroj a.s. – společnost se mechanizovanými výztužemi zabývá již od roku 1963, T Machinery a.s., Ferrit s.r.o. V zahraničí to jsou společnosti např. FAMUR SA, CAT, KOMATSU nabízející mechanizované výztuže pro nejtěžší podmínky.

4. Technologický výpočet hřeblového dopravníku

4.1 Vstupní parametry

Technologický výpočet hřeblového dopravníku vychází ze starší normy ON 44 5721. Díky neustálého vývoje při dobývání černého uhlí se i tento výpočet neustále inovuje. Cílem výpočtu je přiblížit se k nejpřesnějším hodnotám, charakterizující hřeblový dopravník, a dospět ke správné konstrukci a k optimálnímu chodu dopravníku.

Základními vstupními veličinami k potřebnému technologickému výpočtu je dopravované množství, délka dopravníku, převýšení poháněcí a vratné stanice, úhel sklonu dopravníku a sypná hmotnost dopravovaného materiálu (uhlí).

Vstupní parametry v této práci jsou zadány společnosti Ostroj a.s., sídlící v Opavě. Jak už bylo zmíněno v dřívějších kapitolách, společnost Ostroj patří k předním českým specialistům na dobývací zařízení černého uhlí v České republice. Zadané vstupní parametry k výpočtu dopravníku jsou uvedeny v Tab. 4.1.

	Označení	Hodnota	Jednotka
Dopravní množství	Q	500	[t·h⁻¹]
Délka porubu	L	200	[m]
Hustota uhlí	ρ	1,26	[t·m⁻³]
Úklon porubu	α	0	[°]

Tab. 4.1 Zadané vstupní parametry

Prvním krokem technologického výpočtu je volba rychlosti tažného řetězu. Rychlosti se mohou nejčastěji pohybovat v rozmezí 0,4 až 1,3 m·s⁻¹. [7] Vzhledem k zadanému spíše nižšímu dopravnímu množství volíme rychlost $v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Dále je potřeba určit tzv. sypnou hmotnost vytěžené rubaniny. Sypná hmotnost je hustota

materiálu při dopravě po vytěžení. Tato hustota je menší, než hustota zpracovaného (rozdrceného) uhlí. Sypná hmotnost uhlí se pohybuje v rozmezí 850 až $1\,100\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. [7] K výpočtu byla zvolena firmou Ostroj doporučená sypná hmotnost uhlí $\rho_s = 950\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

	Označení	Hodnota	Jednotka
Rychlost unášeného materiálu	v	1	[m·s⁻¹]
Sypná hmotnost uhlí	ρ_s	950	[kg·m⁻³]

Tab. 4.2 Volené vstupní parametry

Následující výpočty jsou počítány v aplikaci Microsoft Excel, zde dosazené hodnoty jsou zaokrouhleny a můžou se nepatrně lišit se striktním výpočtem na kalkulačce, dle dosazených hodnot zde v uvedených rovnicích.

4.2 Dopravní žlab

4.2.1 Potřebný dopravní průřez

Potřebný dopravní průřez ($A_{potř}$) získáme z hodnot uvedených v předchozí kapitole. Ve vzorci nepočítáme s tzv. součinitelem plnění, předpokládáme totiž 100% zaplnění.

$$A_{potř} = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s} \quad (4.1)$$

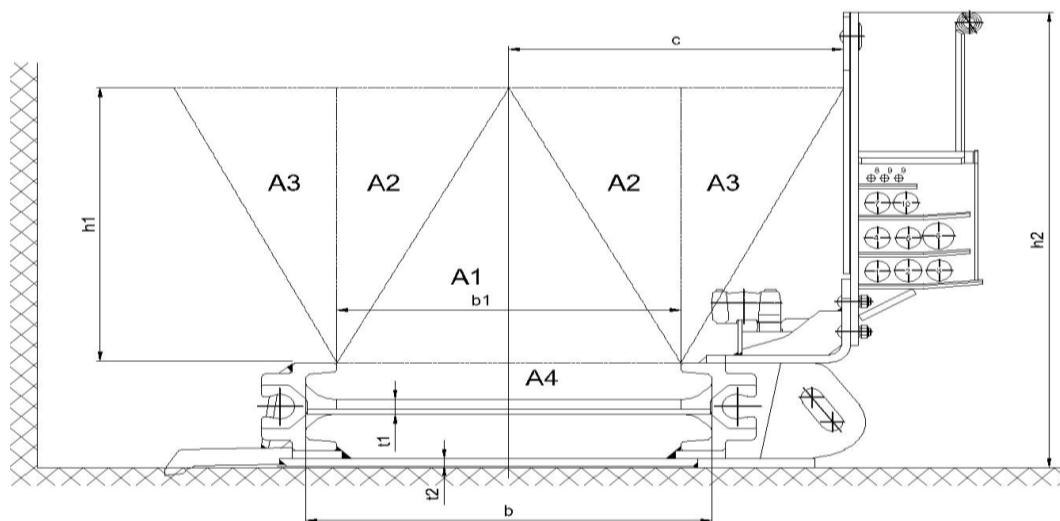
$$A_{potř} = \frac{500}{3,6 \cdot 1 \cdot 950} = 0,146\text{ m}^2$$

4.2.2 Rozměry žlabu

Na základě výpočtu potřebného dopravního průřezu byl zvolen žlab profilu E208, šířky 600 mm . Jehož parametry jsou patrné z Obr. 4.1 a Tab. 4.3.

E208	Označení	Velikost [mm]
Výška E profilu	H	208
Vnitřní šířka	b	600
Rozměr mezi přírubami	b1	470
Výška dopravované vrstvy	h1	350
Celková výška	h2	860
Vzdálenost osy od nastavného plechu	c	572
Tloušťka středního plechu	t1	25
Tloušťka spodního plechu	t2	15

Tab. 4.3 Základní parametry dopravního žlabu



Obr. 4.1 Rozměry voleného žlabu s využitými plochami dopravního průřezu [14]

Z parametrů zvoleného žlabu vypočteme teoretickou celkovou průřezovou plochu dopravního žlabu. Rozkreslení průřezových ploch A_1 až A_4 je znázorněno na Obr. 4.1. Velikosti dílčích ploch jsou následně uvedené v Tab. 4.4 s procentuálním využitím, stanovené společností Ostroj. V tabulce je uveden počet daných ploch, dle Obr. 4.1.

$$A_1 = \frac{b_1 \cdot h_1}{2} \quad (4.2)$$

$$A_1 = \frac{470 \cdot 350}{2} = 82\,250 \text{ mm}^2 \approx \mathbf{0,082 \text{ m}^2}$$

$$A_2 = \frac{b_1 \cdot h_1}{4} \quad (4.3)$$

$$A_2 = \frac{470 \cdot 350}{4} = 41\,125 \text{ mm}^2 \approx \mathbf{0,041 \text{ m}^2}$$

$$A_3 = \frac{\left(c - \frac{b_1}{2}\right) \cdot h_1}{2} \quad (4.4)$$

$$A_3 = \frac{\left(572 - \frac{470}{2}\right) \cdot 350}{2} = 58\,975 \text{ mm}^2 \approx \mathbf{0,059 \text{ m}^2}$$

Dále plocha A_4 byla odečtena v programu AutoCAD. Tedy:

$$A_4 = \mathbf{0,048 \text{ m}^2}$$

Po sečtení všech dílčích ploch a vynásobení jejich využitelností (dle Tab. 4.4) a počtem ploch získáme teoretický průřez žlabu (A_{teor}).

$$A_{teor} = A_1 + 0,5 \cdot 2 \cdot A_2 + 0,2 \cdot 2 \cdot A_3 + 0,82 \cdot A_4 \quad (4.5)$$

$$A_{teor} = 0,082 + 0,5 \cdot 2 \cdot 0,041 + 0,2 \cdot 2 \cdot 0,059 + 0,82 \cdot 0,048 \cong \mathbf{0,186 \, m^2}$$

Plocha	Obsah [m ²]	Počet [-]	Využitelnost [%]	Využitá plocha [m ²]
A ₁	0,082	1	100	0,082
A ₂	0,041	2	50	0,041
A ₃	0,059	2	20	0,024
A ₄	0,048	1	82	0,039
Součet dílčích teoretických ploch:			A _{teor}	0,186

Tab. 4.4 Přehled dílčích ploch a jejich konečný součet

4.2.3 Kapacita žlabu

Pro plynulý chod materiálu hřeblovým dopravníkem má platit, že dopravní průřez žlabu by měl být větší než potřebný průřez. Tato podmínka je tedy splněna.

$$A_{teor} > A_{potř} \quad (4.6)$$

$$\mathbf{0,186 \, m^2 > 0,146 \, m^2}$$

V Tab. 4.5 lze vidět, že žlab by měl dokázat pojmout zadané dopravní množství $500 \, t \cdot h^{-1}$ a vlivem většího průřezu bude mít kapacitní rezervu o velikosti $137 \, t \cdot h^{-1}$.

	Obsah [m ²]	Dopravní množství [t·h ⁻¹]
A_{potř}	0,146	500
A_{teor}	0,186	637
Rezerva	0,040	137

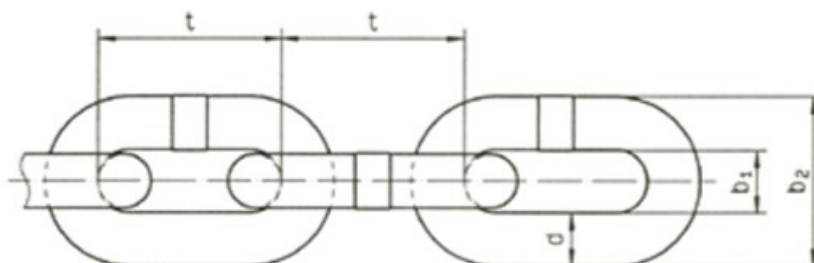
Tab. 4.5 Resumé vypočítané potřebné a teoretické plochy

4.3 Volba tažného řetězu

K unášení materiálu (uhlí) bude použito, v dnešní době obvyklé uspořádání řetězů, tzv. centrální vedení dvou řetězů. Budeme tedy mít dvě větve tažného řetězu. Řetěz bude od německé společnosti THIELE, jakosti THIELE Heavy Duty (THD). Rozměrem řetězu jsem se inspiroval v katalogu společnosti T Machinery a.s. pro podobný dopravní výkon. Rozměr řetězu byl zvolen, z katalogu THIELE, 26 x 92, kdy rozměrové parametry tohoto typu řetězu jsou uvedené v Tab. 4.6 a patrné z Obr. 4.2. [22]

<i>THD 26 x 92</i>	Označení	Velikost [mm]
Tloušťka článku	d	26
Rozteč řetězu	t	92
Min. vnitřní šířka článku	b1	30
Max. vnější šířka článku	b2	85

Tab. 4.6 Rozměrové parametry zvoleného řetězu [22]



Obr. 4.2 Rozměrové parametry zakótované v Tab. 4.6 [22]

Dále v Tab. 4.7 jsou uvedené mechanické vlastnosti, potřebné k následujícím výpočtům. Řetěz je dimenzovaný dle normy DIN 22 252, jak uvádí výrobce.

<i>THD 26 x 92</i>	Označení	Hodnota	Jednotka
Zkušební síla v řetězu	F_{zk}	637	[kN]
Trhací síla řetězu	F_{tr}	850	[kN]
Měrná hmotnost řetězu	m_ř	13,7	[kg·m⁻¹]

Tab. 4.7 Potřebné mechanické vlastnosti zvoleného řetězu [22]

Poněvadž jsou řetězy dodávány po délce 50 m, je potřeba vhodně zvolit spojovací článek dílčích řetězových úseků. Spojkový článek typu TWN 0141, velikosti 26 x 92, pochází taktéž od společnosti THIELE, parametry jsou zaznamenány v Tab. 4.8. Spojovací článek odpovídá požadavkům normy DIN 22 252. [22]

<i>TWN 0141 26 x 92</i>	Označení	Hodnota	Jednotka
Tloušťka spojovacího článku	d	26	[mm]
Rozteč spojovacího článku	t	92	[mm]
Trhací síla spojovacího článku	F_{tr spoj}	850	[kN]
Hmotnost spojovacího článku	m_{sp}	2,8	[kg]

Tab. 4.8 Základní parametry spojovacího článku [22]

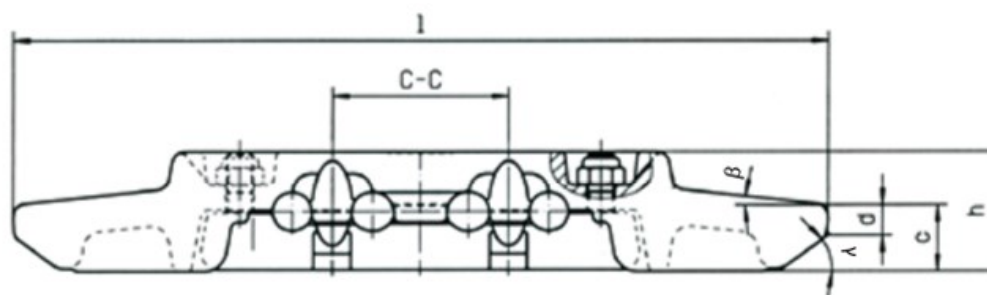
4.4 Volba hřeblo

V závislosti na zvoleném řetězu (26 x 92) a na šířce žlabu je potřeba zvolit poslední komponentu tažného řetězového pásma – hřeblo. Pro zajištění dokonalé kompatibility řetězu, spojovacího článku a hřeblo, je opět vybrána společnost THIELE, která je nejen špičkovým výrobcem řetězů, ale také hřebel.

Bude použito hřeblo THIELE S-Type 26 x 92 Fl., které se skládá ze dvou podélných kovaných dílů a k jeho ukotvení k řetězu není potřeba žádných šroubů. Konstrukce upevnění hřeblo je přizpůsobena k centrálnímu vedení dvou větví řetězů. Parametry hřeblo jsou uvedeny v Tab. 4.9, které jsou patrné z Obr. 4.3. [22]

<i>S -Type 26 x 92 Fl.</i>	Označení	Hodnota	Jednotka
Délka hřeblo	l	594	[mm]
Rozteč umístění řetězů	C-C	200	[mm]
Celková výška hřeblo	h	75	[mm]
Výška boku hřeblo	c	58	[mm]
Hmotnost hřeblo	m_{hř}	17,2	[kg]
Další kótované rozměry	d	21	[mm]
	β	5	[°]
	γ	42	[°]

Tab. 4.9 Parametry hřeblo THIELE S – Type 26 x 92 Fl. [22]



Obr. 4.3 Rozměry hřeblo dle výrobce THIELE [22]

Výrobce ve svém katalogu jako výhody tohoto hřeblo uvádí dlouhou životnost, vysokou pevnost v ohybu a použití pro obousměrný provoz. Hřeblo je spolu se schématem konstrukčního provedení uveden na Obr. 4.4. [22]



Obr. 4.4 Dvoudílné hřeblo společnosti THIELE a jeho konstrukční provedení (vpravo) [22]

4.5 Výpočet měrné hmotnosti materiálu a řetězového úseku

4.5.1 Měrná hmotnost materiálu

Měrná hmotnost dopravovaného materiálu (uhlí) q se vypočte následovně ze vztahu (4.7), v závislosti na zadaném dopravním množství Q , a na rychlosti v .

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (4.7)$$

$$q = \frac{500}{3,6 \cdot 1} = 138,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

4.5.2 Měrná hmotnost řetězového úseku

K následujícím výpočtům je třeba určit měrnou hmotnost řetězového úseku $q_{řú}$, který se skládá z řetězů a hřebel. Jak již bylo výše uvedeno, máme dvě větve tažných řetězů a rozteč hřebel bude šest článků. Údaje jsou pro přehlednost zaznačeny v Tab. 4.10.

	Označení	Počet [-]
Počet větví řetězů	$n_{ř}$	2
Počet článků řetězu mezi hřebly	$n_{č}$	6

Tab. 4.10 Údaje rozvržení řetězového pásma k následujícímu výpočtu (4.8)

$$q_{řú} = n_{ř} \cdot m_{ř} + \frac{m_{hř}}{n_{č} \cdot t} \quad (4.8)$$

Z předchozích kapitol: $m_{\dot{r}}$ – měrná hmotnost řetězu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

$m_{h\dot{r}}$ – hmotnost hřebelky [kg]

t – rozteč řetězu [m]

$$q_{\dot{r}\dot{u}} = 2 \cdot 13,7 + \frac{17,2}{6 \cdot 0,092} = 58,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

4.6 Pohybové odpory hřeblového dopravníku

4.6.1 Pohybové odpory v horní větvi

Bezpochyby největší pohybový odpor, podobně jako u jiných dopravníků, vyvolává unášený materiál, tedy uhlí, v horní větvi hřeblového dopravníku. Odpor je vyvolán nejen třením materiálu o kluznici dopravního žlabu, ale také třením samotného řetězového pásma o dopravní žlab. Třecí součinitelé pro výpočet tažného odporu v horní větvi jsou uvedeni v Tab. 4.11.

<i>Horní větev dopravníku</i>	Označení	Hodnota [-]
Součinitel smykového tření uhlí - ocel	k_{hu}	0,42
Součinitel smykového tření ocel - ocel	k_{ho}	0,3

Tab. 4.11 Třecí součinitelé k výpočtu pohybového odporu v horní větvi [14]

Výpočet pohybových odporů v horní větvi je tedy zřejmý ze vztahu (4.9), do kterého dosadíme hodnoty, uvedené v dřívějších kapitolách. Uvedené g je tíhové zrychlení, kdy pro naši zeměpisnou polohu platí $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Znaménko plus použijeme při dovrchní dopravě, mínus pro úpadní dopravu.

$$F_h = L \cdot q_{\dot{r}\dot{u}} \cdot g \cdot (k_{ho} \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) + L \cdot q \cdot g \cdot (k_{hu} \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) \quad (4.9)$$

$$F_h = 200 \cdot 58,6 \cdot 9,81 \cdot (0,3 \cdot \cos 0 + \sin 0) + 200 \cdot 138,9 \cdot 9,81 \cdot (0,42 \cdot \cos 0 + \sin 0)$$

$$F_h = 148\,918 \text{ N}$$

4.6.2 Pohybové odpory ve spodní větvi

Ve spodní větvi je potřeba překonat tření mezi řetězovým pásmem a spodní kluznicí. V jiných případech konstrukce dopravního žlabu bez spodní kluznice, je toto tření mezi řetězovým pásmem a počvou.

$$F_s = L \cdot q_{\dot{r}\dot{u}} \cdot g \cdot (k_s \cdot \cos\alpha \mp \sin\alpha) \quad (4.10)$$

Kde k_s je součinitel smykového tření ve spodní větvi, kdy společnost Ostroj a.s. počítá s tímto součinitelem o velikosti $k_s = 0,45$. Jedná se o tření mezi hřeblovým pásmem a spodní kluznicí.

$$F_s = 200 \cdot 58,6 \cdot 9,81 \cdot (0,45 \cdot \cos 0 + \sin 0)$$

$$F_s = \mathbf{51\,702\,N}$$

4.7 Předpětí v řetězovém úseku

Pro správný a optimální chod hřeblového dopravníku, tedy i tažného řetězového pásma, je zapotřebí tažný řetěz dostatečně předepnout. Při nedostatečném předepnutí by docházelo k výrazným rázům a tažný řetěz by mohl být příliš prověšený, popř. se vzpříčit. Předpětí v řetězovém úseku je čtvrtina součtu pohybových odporů jak v horní, tak i ve spodní větvi dopravníku. Tedy předpětí F_m je dáno rovnicí (4.11).

$$F_m = \frac{F_h + F_s}{4} \quad (4.11)$$

$$F_m = \frac{148\,918 + 51\,702}{4}$$

$$F_m = \mathbf{50\,155\,N}$$

4.8 Výpočet potřebného výkonu motorů

4.8.1 Potřebný výkon u výsypu

Výkon P_h potřebný pro překonání pohybových odporů v horní větvi hřeblového dopravníku je dán vztahem (4.12), kdy účinnost pohonu předběžně volíme $\eta = 0,8$.

Součinitel zakřivení tratě ξ se volí $1,0$ pro stabilní hřeblové dopravníky, $1,1$ pro dopravníky, jenž jsou podélně přesouvány a hodnota $1,2$ je pro příčně přesouvané hřeblové dopravníky – tedy porubové. [7] Volíme tedy $\xi = 1,2$.

$$P_h = \xi \cdot \frac{F_h \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad (4.12)$$

$$P_h = 1,2 \cdot \frac{148\,918 \cdot 1}{1000 \cdot 0,8} = \mathbf{223,38\,kW}$$

4.8.2 Potřebný výkon vratný

Analogicky jako v předchozí podkapitole vypočteme výkon P_s , jenž je potřeba k překonání pohybových odporů ve spodní větvi.

$$P_s = \xi \cdot \frac{F_s \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad (4.13)$$

$$P_s = 1,2 \cdot \frac{51\,702 \cdot 1}{1000 \cdot 0,8} = 77,55 \text{ kW}$$

4.8.3 Celkový potřebný výkon

Celkový potřebný výkon k funkci hřeblového dopravníku je pak:

$$P = P_h + P_s \quad (4.14)$$

$$P = 223,4 + 77,6 = 300,93 \text{ kW}$$

4.9 Parametry řetězového bubnu

4.9.1 Roztečný průměr řetězového bubnu

Jedním z velmi důležitých parametrů pro další postup, tedy správné volby převodovky a konstrukce samotného řetězového bubnu je tzv. roztečný průměr řetězového bubnu. Jeho výpočet stanovuje německá norma DIN 22 256. Výpočet je dán rovnicí (4.15), z níž je patrné, že roztečný průměr řetězového bubnu závisí na použitém řetězu, tedy konkrétně tloušťce článku d , rozteči řetězu t , ale také na počtu zubů řetězového bubnu z . Počet zubů se na řetězovém bubnu volí od 5 do 9. [14] V kap. 4.3, byl zvolen řetěz THD 26 x 92, tedy: $d = 26 \text{ mm}$, $t = 92 \text{ mm}$.

Počet zubů na řetězovém bubnu bylo zvoleno $z = 7$. Dle normy DIN 22 256 volím normalizovaný průměr 414 mm . [10]

$$D_{rB} = \sqrt{\frac{d^2}{\cos^2\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} + \frac{t^2}{\sin^2\left(\frac{90^\circ}{z}\right)}} \quad (4.15)$$

$$D_{rB} = \sqrt{\frac{26^2}{\cos^2\left(\frac{90^\circ}{7}\right)} + \frac{92^2}{\sin^2\left(\frac{90^\circ}{7}\right)}} = 414,3 \text{ mm} \approx 414 \text{ mm} = 0,414 \text{ m}$$

4.9.2 Otáčky řetězového bubnu

Díky roztečnému průměru řetězového bubnu a teoretické rychlosti můžeme snadno spočítat otáčky, které musí mít řetězový buben. Odvození je patrné od dvou obecně napsaných základních fyzikálních rovnic (4.16) a (4.17). Kde ω je úhlová rychlost.

$$v = \frac{D}{2} \cdot \omega \quad (4.16)$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \quad (4.17)$$

Po úpravě těchto dvou rovnic dostaneme výsledný vztah pro otáčky bubnu n_B :

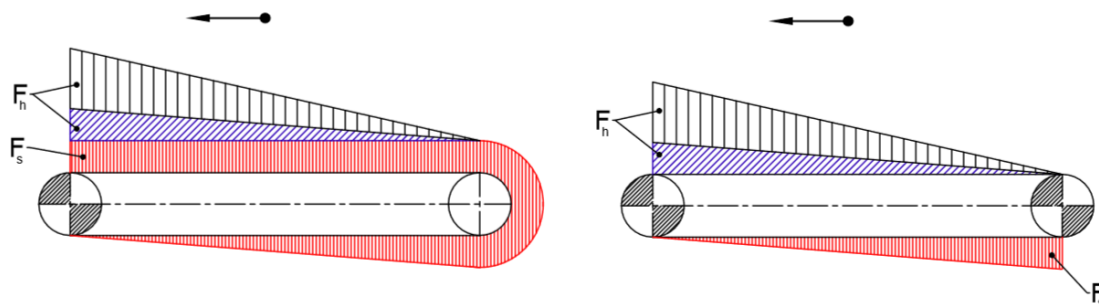
$$n_B = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_{rB}} \quad (4.18)$$

$$n_B = \frac{60 \cdot 1}{\pi \cdot 0,414} = 46,13 \text{ min}^{-1}$$

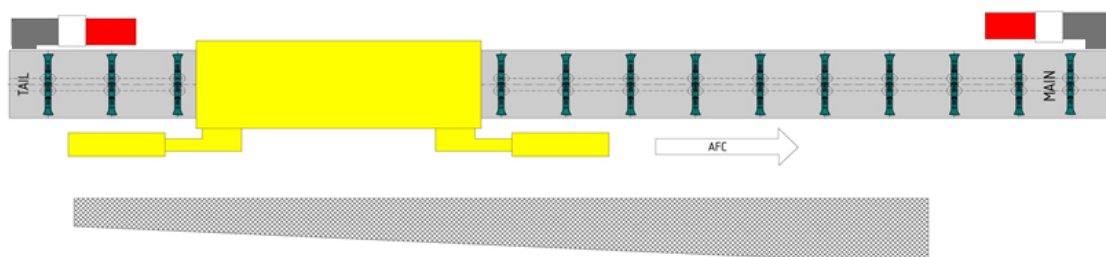
5. Volba komponentů pohonu

5.1 Rozvržení pohonu

Nejprve je třeba správně rozvrhnout umístění pohonu. Z předchozích kapitol víme, že jeden hřeblový dopravník můžou bez problému pohánět až 4 elektromotory. Můžeme dva elektromotory instalovat na výsypném konci a taktéž dva ve vratné stanici. To však je u zde řešeného dopravníku s dopravním výkonem $500 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ zcela zbytečné. Potřebný výkon, přibližně 301 kW , vypočtený v předchozích kapitolách by jeden elektromotor dokázal bez problému vyvinout. Firmy dodávají elektromotory s mnohem větším výkonem. První varianta rozvržení pohonu by tedy byla, mít jeden silnější motor u výsypu. Druhou variantou je, umístit dva elektromotory jak na výsypný konec dopravníku, tak i do vratné stanice. Toto uspořádání je typické pro většinu porubových dopravníků. [3] Druhé řešení je výhodnější, jelikož potřebné tahové síly v řetězu ve spodní větvi (F_s) nám vyřeší elektromotor umístěný ve vratné stanici a tahové síly v řetězu, vzniklé v horní větvi (F_h) může kompenzovat pohonná stanice. Zbytečně se tak potřebná tahová síla ze spodní větve nepřenáší přes celý dopravník až do pohonné stanici (jak je zřejmé z Obr. 5.1). Zvyšuje se tak bezpečnost a životnost řetězu.



Obr. 5.1: Průběh tahové síly řetězu v dopravníku – vlevo jeden pohon u výsypu, vpravo výhodnější řešení, za použití dvou pohonů (F_h – pohybové odpory v horní větvi, F_s – pohybové odpory ve spodní větvi; pohyb materiálu je do leva) [3]



Obr. 5.2: Zvolené umístění pohonů – rovnoběžné umístění pohonu na výsypném i vratném konci dopravníku [14]

Pohony tedy bude mít dopravník dva. Jeden na výsypném a druhý na vratném konci. Jejich poloha bude rovnoběžná s osou dopravníku. Rozvržení pohonu je zcela jasné z Obr. 5.2. Pojezd kombajnu je umožněn po celé délce hřeblového dopravníku až na jeho konec. Je zřejmé z Obr. 5.1, že při použití elektromotorů ve vratné stanici a u výsypu by měly mít elektromotory různý výkon (u výsypu větší, u vratné stanici menší výkon). V praxi se často oba elektromotory volí stejné, z důvodu univerzálnosti a snadnější údržby.

5.2 Elektromotor

První nejdůležitější komponentou pohonu hřeblového dopravníku je elektromotor. V kap. 2.1 byly shrnuty poznatky k pohonným jednotkám, tedy i k elektromotorům. Zde navrhovaný hřeblový dopravník bude ke svému pohonu využívat dva elektromotory (jak vyplynulo z předchozí kapitoly) polské firmy Damel, sídlící nedaleko českých hranic v polském městě Dąbrowa Górnicza. Konkrétně se bude jednat o dva 3 – fázové elektromotory s kotvou na krátko typu *DAMEL 2SGS 315L-12/4*. Motor je

dvourychlostní, chlazen vodou a samozřejmostí je certifikace ATEX – tedy nevýbušné provedení elektromotoru. Technické údaje elektromotoru jsou uvedeny v Tab. 5.1.

Výrobce	DAMEL			
Typ	2SGS 315L-12/4			
Technický údaj	Označení	Hodnota		Jednotka
Jmenovitý výkon	P _N	55	160	[kW]
Otáčky	n _M	488	1 485	[min ⁻¹]
Jmenovitý točivý moment	M _N	1 076	1 092	[N·m]
Záběrový moment (poměrově)	M _Z /M _N	2,1	2,4	[-]
Moment zvratu (poměrově)	M _{ZV} /M _N	-	2,2	[-]
Účinnost	η _M	88	94	[%]
Jmenovité napětí	U _N	1 140		[V]
Jmenovitý proud	I _N	61	103	[A]
Účinník	cos φ _N	0,52	0,83	[-]
Poměr záběrového proudu	I _Z /I _N	3,1	6,6	[-]
Frekvence	f _M	50		[Hz]
Moment setrvačnosti	J _M	5,2		[kg·m ²]
Hmotnost	m _M	1 660		[kg]
Minimální průtok vody	q _{H2O}	10		[dm ³ ·min ⁻¹]
Celkový počet elektromotorů	e _M	2		[-]
Instalovaný výkon	P _{inst}	320		[kW]

Tab. 5.1 Technické údaje elektromotoru DAMEL 2SGS 315L-12/4 [13]

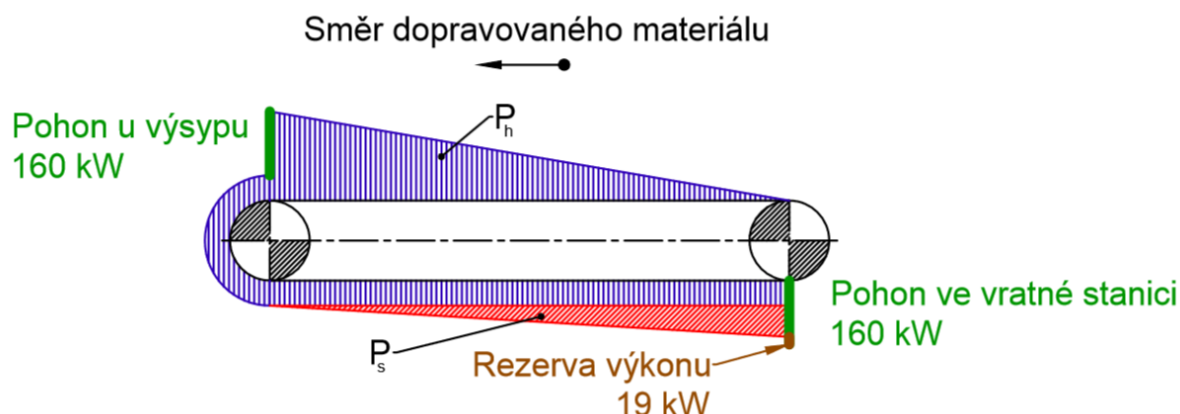


Obr. 5.3 Označení pro zařízení do nebezpečí výbuchu (ATEX) [13]

Z důvodu univerzálnosti celého dopravníku byly zvoleny dva stejné elektromotory, tzn. potřebné výkony v horní P_h a spodní P_s větvi nejsou zcela ideálně kompenzovány. Při nulovém sklonu dopravníku je přibližně 63 kW potřebných k úplnému pohonu v horní větvi, kompenzováno až elektromotorem instalovaným ve vratné stanici. Celkový instalovaný výkon (P_{inst}) obou elektromotorů je 320 kW . Potřebný výkon k pohonu dopravníku P je $300,93 \text{ kW}$. Instalovaný výkon pracuje s rezervou $19,07 \text{ kW}$ (P_{rez}). Grafický rozbor pohonů je znázorněn na Obr. 5.4.

$$P_{inst} = e_M \cdot P_N = 2 \cdot 160 = 320 \text{ kW} \quad (5.1)$$

$$P_{rez} = P_{inst} - P = 320 - 300,93 = 19,07 \text{ kW} \quad (5.2)$$



Obr. 5.4 Grafický rozbor kompenzace pohonů (tok materiálu do leva, P_h – výkon potřebný v horní větvi, P_s – výkon potřebný ve spodní větvi)

5.3 Převodovka

Nedílnou součástí snad všech pohonů je převodovka. U dopravníku je třeba zvýšit točivý moment a snížit potřebné otáčky. Většina použitých převodovek u hřeblových dopravníků bývá planetová – menší rozměr a snadné dosažení vysokého převodu je obrovská výhoda těchto převodovek v hlubinném dole. Zde volená převodovka bude pocházet od německé společnosti Wolfgang PREINFALK GmbH. Společnost dodává dvě základní řady planetových převodovek. PSPL – tedy planetové převodovky s čelními koly a PKPL – planetové převodovky s kuželovými koly. U těchto konstrukčních řad činí úspora objemu i hmotnosti v porovnání s klasickými převodovkami s čelními koly stejné výkonnostní třídy až 30 %. [32] Provedení skříně je silně žebrované, mechanicky stabilní a olejotěsné. Převodovka má integrovaný chladič oleje s chlazením vodou. Je nutné převodovku chladit, aby teplota převodové skříně nepřesahovala 150 °C, poněvadž usazený uhelný prach by se mohl již při této teplotě vznítit. Těsnění na straně vstupu i výstupu jsou velmi odolná proti otěru. [32] Samozřejmostí je nevýbušné provedení. Jak plyne z rozvržení pohonu (Obr. 5.2), je potřeba zvolit konstrukční řadu PKPL – převodovky s kuželovými čelními koly pro rovnoběžný pohon. Jedná se o třístupňovou planetovou převodovku, kdy centrální i planetová kola jsou z vysoce pevné oceli, broušena. Věnce ozubení jsou z vysoce pevné zušlechťené oceli a jsou nitridovány. Vyměnitelné stupně čelních kol umožňují změnu celkového převodového poměru. [32]

V kap. 4.9.2 byly předběžně vypočteny otáčky řetězového bubnu v závislosti na průměru roztečné kružnice bubnu a volené, počáteční rychlosti dopravovaného materiálu, tedy $n_B = 46,13 \text{ min}^{-1}$. V kap. 5.2 jsou dále uvedeny otáčky motoru, odečtené z katalogu výrobce, $n_M = 1\,485 \text{ min}^{-1}$. Potřebný převodový poměr ($i_{potř}$) se snadno určí ze vztahu (5.3).

$$i_{potř} = \frac{n_M}{n_B} = \frac{1485}{46,13} = \mathbf{32,19} \quad (5.3)$$

Na základě vypočteného potřebného převodového poměru a výkonu elektromotoru snadno určíme převodovku z katalogu výrobce Wolfgang PREINFALK GmbH – typ *PKPL 15*. Katalogové informace jsou uvedeny v Tab. 5.2. Rozměry převodovky jsou zřejmé z Obr. 5.5.

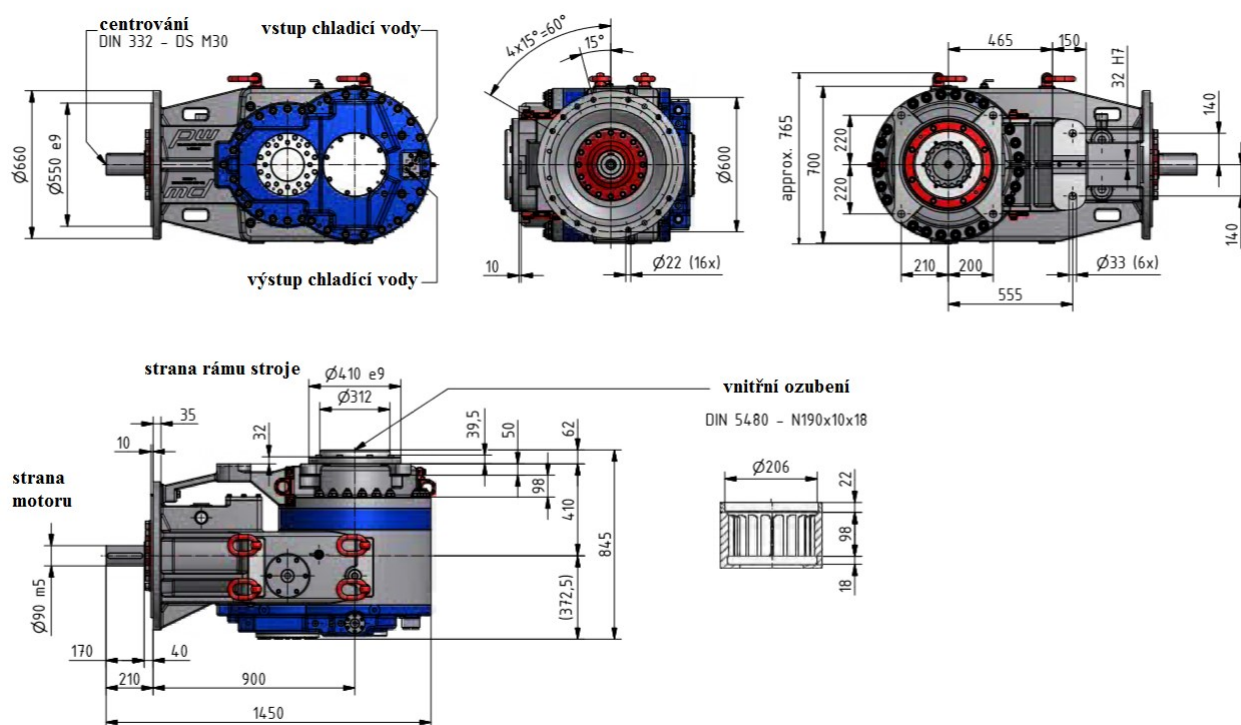
Výrobce	<i>Wolfgang PREINFALK GmbH</i>		
Typ	<i>PKPL - 15</i>		
Technický údaj	Označení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý převod	i_P	33	[-]
Dovolený přenášený výkon	P_P	250	[kW]
Max. točivý moment na výstupu	$M_{P \text{ MAX}}$	53 500	[N·m]
Hmotnost bez oleje	m_P	2 010	[kg]
Průměr vstupní hřídele	d_P	90	[mm]
Účinnost převodovky	η_P	0,95	[-]
Celkový počet převodovek	e_P	2	[-]

Tab. 5.2 Technické údaje převodovky PKPL – 15 [32]

Ze jmenovitého momentu elektromotoru M_N a převodového poměru i_P dosazeného do rovnice (5.4) snadno zjistíme točivý moment na výstupu převodovky M_P .

$$M_P = M_N \cdot i_P = 1\,092 \cdot 33 = \mathbf{36\,036 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (5.4)$$

Točivý moment na výstupu převodovky (M_P) je tedy menší než maximální točivý moment uvedený v katalogu ($M_{P \text{ MAX}}$) – Tab. 5.2. Volená převodovka je schopná bez problému přenést točivý moment, poněvadž $M_{P \text{ MAX}} > M_P$; ($53\,500 > 36\,036$) $\text{N} \cdot \text{m}$.



Obr. 5.5 Rozměrové parametry převodovky PKPL - 15 [17]

5.4 Rozběhová spojka

Mezi elektromotor a převodovku se umísťuje rozběhová spojka. Rozběhová spojka zajistí plynulý rozjezd naloženého dopravníku, bez přílišného přetěžování motoru a také zamezí přenášení rázů do elektromotoru. U výkonných dopravníků se volí robustní hydraulické spojky. Hydraulické spojky zajistí dokonale hladký rozběh plně naloženého dopravníku, mohou však být finančně náročné, zejména při jejich údržbě, proto se používají i tzv. vysoce pružné spojky.

Díky elastickému segmentu spojka zaručuje bezpečnost poháněného ústrojí i hnacího elektromotoru. Konstruktivní řešení spojky zajišťuje velkou kompenzaci náhlého, krátkodobého zvýšení zatížení nad jmenovitou hodnotu přenášeného točivého momentu více než 250 %. [15]

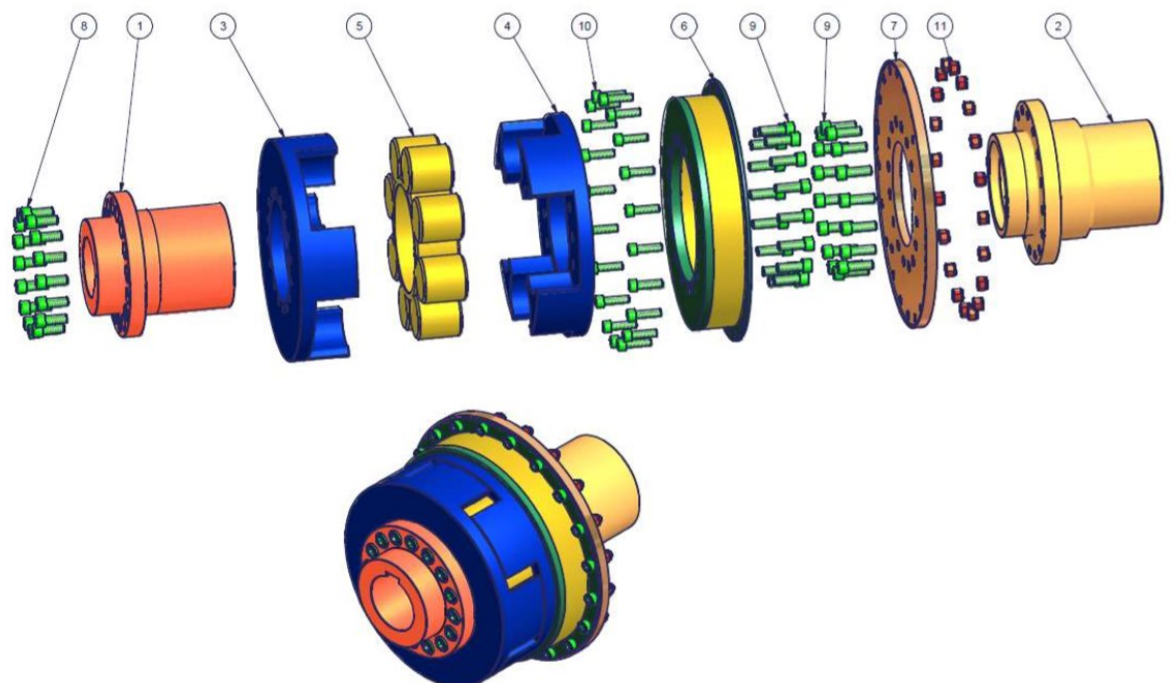
V našem případě bude mezi elektromotor a převodovku instalována vysoce pružná spojka polské společnosti MOJ S.A., řady *SET – 200 – 16*. Základní technické parametry jsou uvedeny v Tab. 5.3.

Výrobce	MOJ S.A. Katowice		
Typ	SET - 200 - 16		
Technický údaj	Označení	Hodnota	Jednotka
Přenášený výkon	P_{sp}	200	[kW]
Jmenovitý moment	M_s	2 300	[N·m]
Dynamický moment	$M_{s\ dyn}$	6 900	[N·m]
Účinnost spojky	η_s	0,9	[-]
Celkový počet spojek	es	2	[-]

Tab. 5.3 Technické údaje použité pružné spojky [26]

Stejně jako u elektromotoru a převodovky musí být rozběhová spojka v nevýbušném provedení. Elastická vložka (5) na Obr. 5.6 podléhá nevýbušné certifikaci ATEX do I M2, což znamená, že v nebezpečí výbuchu zařízení vypne.

Pružná spojka SET – 200 -16 je zobrazena na Obr. 5.6. Skládá se z těchto dílů: náboj motoru (1), náboj převodovky (2), ozubový kotouč I (3), ozubový kotouč II (4), elastická vložka (5) – což je rychle se opotřebovávající součást, elastický segment (6), plochý kotouč (7), šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M12 8.8 (8)(9), šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M10 8.8 (10), samozajišťovací matice M10 (11). [15]



Obr. 5.6 Pružná spojka SET – 200 – 16, polské společnosti MOJ S.A. [31]

Spojka tedy zajistí spojení mezi elektromotorem a převodovkou. Převodovka s hřídelí řetězového bubnu bude připojena tvarovým spojem – drážkováním.

U dopravníku se mezi elektromotor a převodovku umísťuje brzda, z důvodu menších točivých momentů před převodovkou. U hřeblových dopravníků se však brzda nevyužívá, jelikož odpory ve spodní větvi jsou velké a materiál v horní větvi by těžko dokázal tyto odpory překonat a rozpohybovat dopravník při maximální možné úklonné dopravy těchto dopravníků do 35° . V případě zde uvažovaného dopravníku při sklonu 0° by brzda byla naprosto zbytečná.

6. Ověření parametrů technologického výpočtu

Jestliže byly navrženy komponenty pohonu, tedy elektromotor o určitých otáčkách n_M , a převodovka o převodovém poměru i_P , můžeme snadno zjistit skutečnou rychlost dopravovaného materiálu v_{sk} . Je potřeba celý technologický výpočet přepočítat ve skutečné výsledky, ty se odvíjí od skutečné rychlosti v_{sk} .

Nejprve však ze vztahu (6.1) určíme skutečné otáčky řetězového bubnu n_{Bsk} .

$$n_{Bsk} = \frac{n_M}{i_P} \quad (6.1)$$

$$n_{Bsk} = \frac{1\,485}{33} = 45 \text{ min}^{-1}$$

Ze skutečných otáček řetězového bubnu n_{Bsk} a roztečného průměru bubnu D_{rB} snadno zjistíme skutečnou rychlost dopravovaného materiálu v_{sk} podle základního fyzikálního přepočtu dle rovnice (6.2).

$$v_{sk} = \pi \cdot D_{rB} \cdot \frac{n_{Bsk}}{60} \quad (6.2)$$

$$v_{sk} = \pi \cdot 0,414 \cdot \frac{45}{60} = 0,976 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dále stanovíme procentuální odchylku Δv skutečné rychlosti (v_{sk}) od původní teoretické, zvolené rychlosti (v).

$$\Delta v = \frac{|v_{sk} - v|}{v} \cdot 100 \quad (6.3)$$

$$\Delta v = \frac{|0,976 - 1|}{1} \cdot 100 = 2,4 \%$$

Skutečná rychlost unášeného materiálu $v_{sk} = 0,976 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je od původní teoretické, zvolené rychlosti $v = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ menší o 2,4 %, což je poměrně adekvátní a akceptující odchylka.

Skutečné technologické hodnoty hřeblového dopravníku získáme analogickým výpočtem podle výpočetních vztahů uvedených v kapitole 4., kdy vstupním parametrem výpočtu bude, výše vypočtená, skutečná rychlost unášeného materiálu v_{sk} .

V Tab. 6.1 budou již uvedeny rozdílné výsledky skutečného výpočtu a pro přehlednost srovnány s původními vypočtenými hodnotami z kapitol 4. a 5.

Technický údaj	Označení	Teoretický výpočet	Skutečný výpočet	Jednotka
Rychlost unášeného materiálu	v; v_{sk}	1	0,976	[m·s⁻¹]
Délka porubu	L	200		[m]
Potřebný průřez žlabu pro Q = 500 t·h⁻¹	A_{potř}	0,146	0,150	[m²]
Teoretický průřez žlabu	A_{teor}	0,186		[m²]
Teoretické dopravní množství	Q_{teor}	637	622	[t·h⁻¹]
Měrná hmotnost materiálu	q	138,9	142,3	[kg·m⁻¹]
Pohybové odpory v horní větvi	F_h	148 918	151 711	[N]
Pohybové odpory ve spodní větvi	F_s	51 702	51 702	[N]
Předpětí v řetězovém úseku	F_m	50,2	50,9	[kN]
Potřebný výkon u výsypu	P_h	223,38	222,15	[kW]
Potřebný výkon vratný	P_s	77,55	77,71	[kW]
Účinnost pohonné stanice	η	0,8	0,8	[-]
Celkový potřebný výkon	P	300,93	297,85	[kW]
Instalovaný výkon motorů	P_{inst}	2x160		[kW]
Výkonová rezerva	P_{rez}	19,07	22,15	[kW]
Výkonová rezerva procentuálně	P_{rez} %	6,0	6,9	[%]

Tab. 6.1 Skutečné a teoretické vypočtené technologické hodnoty hřeblového dopravníku

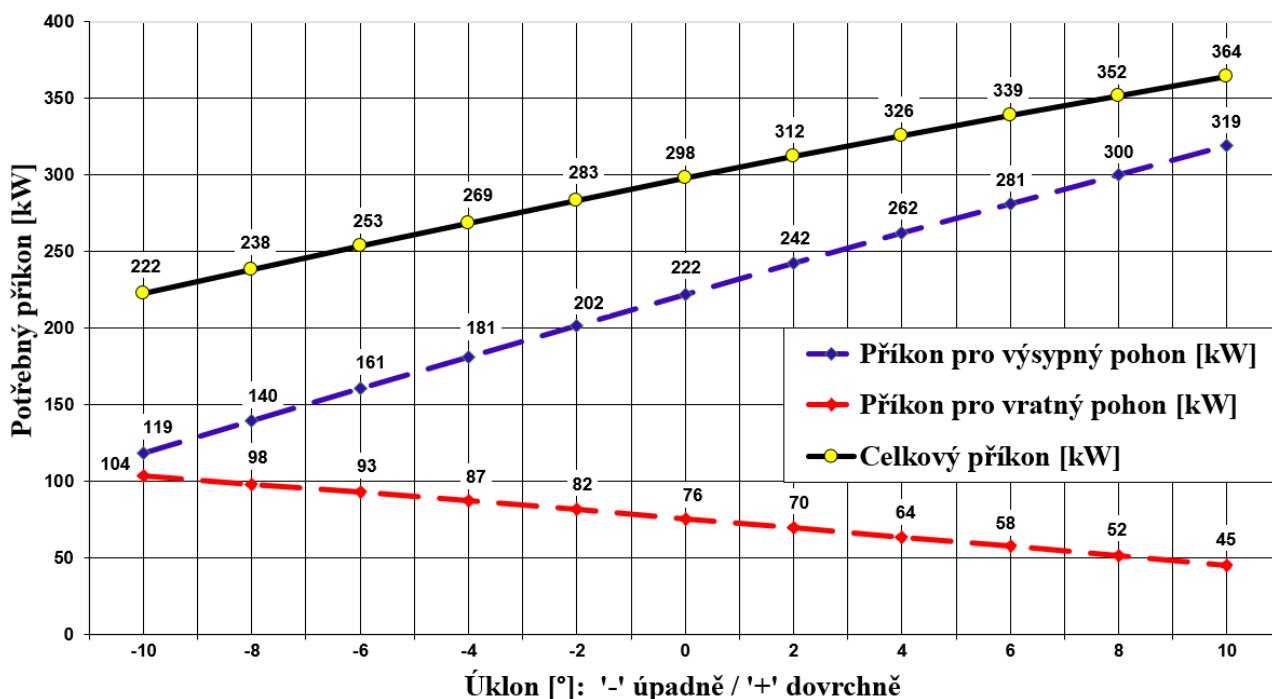
Po zvolení elektromotoru, převodovky a spojky ověříme výslednou skutečnou účinnost pohonné stanice η , potřebnou pro skutečný výpočet parametrů. Ze vztahu (6.4) si ověříme, že předběžná volba účinnosti byla správná.

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_P \cdot \eta_S \quad (6.4)$$

$$\eta = 0,94 \cdot 0,95 \cdot 0,9 = \mathbf{0,8}$$

Z Tab. 6.1 vyplývá, že hodnoty teoretického a skutečného výpočtu jsou velmi obdobné a navržený pohon může být použit bez dalších úprav dopravníku.

Pokud by byla potřeba hřeblový dopravník úkloně ustavovat v porubu, je vypracován Graf 6.1 k zjištění potřebných příkonů při dané úpadní, nebo dovrchní dopravě. Při instalovaném výkonu 2 x 160 kW je schopen dopravník dopravovat materiál dovrchně při náklonu až o 3°.



Graf 6.1 Potřebné příkony při teoretické úklonné dopravě hřeblového dopravníku

7. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

Jestliže byl proveden skutečný výpočet (skutečná rychlost materiálu), je potřeba elektromotor zkontrolovat z hlediska jeho schopnosti rozběhnout dopravník. Veškeré odpory vzniklé při dopravě materiálu se posuzují vůči tzv. redukovanému točivému momentu (M_{RED}) na výstupní hřídeli elektromotoru. Redukovaný točivý moment M_{RED} se vypočte ze vztahu (7.1).

$$M_{RED} = \frac{1}{e_M \cdot \eta \cdot i_P} \cdot \frac{D_{rB}}{2} \cdot \left[F_h + F_s + L \cdot (2 \cdot q_{řú} + q) \cdot \frac{v_{sk}}{t_r} \right] \quad (7.1)$$

Kde t_r je doba rozběhu dopravníku.

Vypočtený redukovaný točivý moment musí být pro hladký rozjezd elektromotoru menší než jmenovitý moment elektromotoru M_N . Tuto podmínku můžeme modifikovat rovnicí (7.2).

$$M_N \geq M_{RED} \quad (7.2)$$

Po matematické úpravě výpočetních vztahů (7.1) a (7.2) získáme přepočet (7.3) na minimální dobu rozběhu t_r .

$$t_r = \frac{L \cdot v_{sk} \cdot (2 \cdot q_{řů} + q)}{\frac{2 \cdot M_N \cdot e_M \cdot \eta \cdot i_P}{D_{rB}} - F_h - F_s} \quad (7.3)$$

$$t_r = \frac{200 \cdot 0,976 \cdot (2 \cdot 58,6 + 142,3)}{\frac{2 \cdot 1\,092 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 33}{0,414} - 151\,711 - 51\,702} \cong 0,7 \text{ s}$$

Dopravník by se měl dokázat rozběhnout přibližně za 0,7 s, což je poměrně krátká doba postačující k rozběhu dopravníku. Tuto dobu můžeme zaokrouhlit na 1 s, dosadit do rovnice (7.1) a provést případnou kontrolu.

$$M_{RED} = \frac{1}{2 \cdot 0,8 \cdot 33} \cdot \frac{0,414}{2} \cdot \left[151\,711 + 51\,702 + 200 \cdot (2 \cdot 58,6 + 142,3) \cdot \frac{0,976}{1} \right]$$

$$M_{RED} = 996 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$1\,092 \text{ N} \cdot \text{m} (M_N) > 996 \text{ N} \cdot \text{m} (M_{RED})$$

Pokud jmenovitý moment motoru M_N porovnáme s redukováným momentem M_{RED} , je zřejmé, že elektromotor je schopen bez problému rozběhnout naložený dopravník. Podmínka je splněna.

8. Pevnostní kontrola řetězu

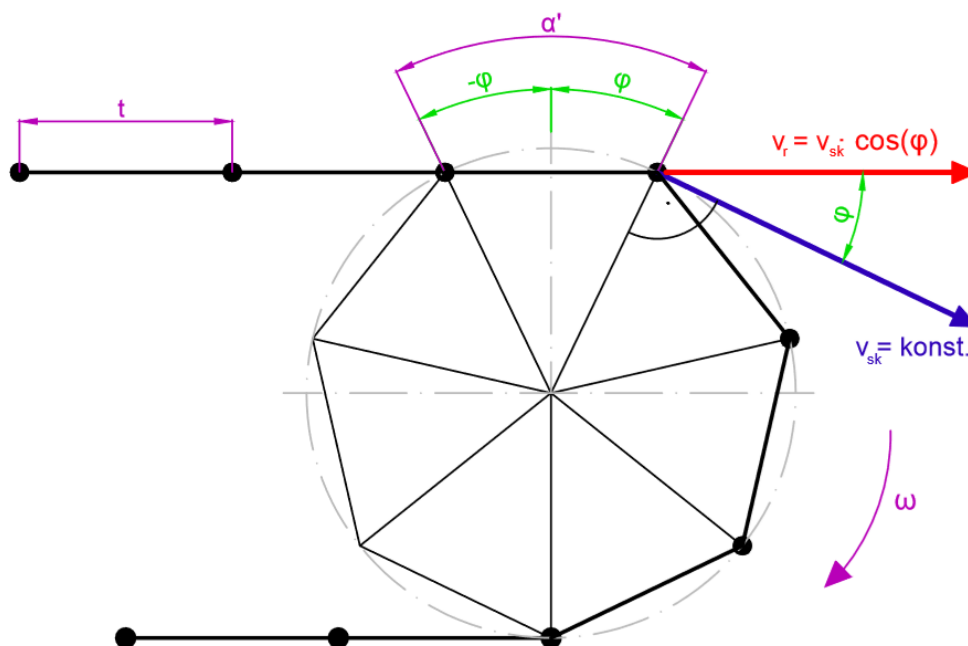
Způsoby přenosu tažných sil jsou tři – třením (např. pásové dopravníky), adhezí (silniční a kolejová vozidla) a tvarovou vazbou, což je případ pro hřeblový dopravník, řetěz vs. řetězové kolo.

Bezesporu jednou z nejvíce namáhaných částí hřeblového dopravníku je tažný řetěz. Řetěz musí být správně dimenzován pro spolehlivost a vysokou životnost, avšak nesmí být příliš předimenzovaný, jelikož takový řetěz by byl příčinou velkých pohybových odporů.

Problematika pevnostní kontroly bude rozvedena dle níže uvedených kapitol. Řetěz bude pevnostně zkontrolován dle univerzitních a firemních podkladů.

8.1 Kontrola řetězu dle univerzitních podkladů [6] [8]

Při přenosu tažných sil tvarovou vazbou, tedy z řetězového kola na řetěz dochází k nerovnoměrnému chodu. Nerovnoměrnost chodu je však přirozená, jelikož kinematika řetězového kola je nepříznivá. Jedná se o tzv. polygonní efekt. [6] Dochází k rázovému zatížení řetězu a vzniká dynamická síla. [8] Důvodem je měnící se rychlost řetězu v_r , závislá na obvodové rychlosti řetězového kola, tedy v_{sk} a úhlu natočení kola φ . [8]



Obr. 8.1 Rozbor kinematiky řetězového kola

Pro přehlednost následujících výpočtů jsou v Tab. 8.1 zaznamenané potřebné hodnoty vypočtené z předchozích kapitol.

	Označení	Hodnota	Jednotka
Skutečná rychlost dopravníku	v_{sk}	0,976	[m·s⁻¹]
Počet zubů řetězového kola	z	7	[-]
Roztečný průměr řetězového bubnu	D_{rB}	0,414	[m]
Rozteč řetězu	t	92	[mm]

Tab. 8.1 Resumé vypočtených hodnot pro další postup

Nejprve je potřeba vypočíst úhel natočení φ , jež je polovinou úhlu α' mezi dvěma zuby řetězového kola (viz. Obr. 8.1).

$$\alpha' = \frac{360^\circ}{z} \quad (8.1)$$

$$\alpha' = \frac{360^\circ}{7} \cong 51,43^\circ$$

Ze vztahu (8.2) vypočteme měnící se rychlost řetězu v_r , závislou na úhlu natočení, a to v intervalu $\langle -\frac{\alpha'}{2}; +\frac{\alpha'}{2} \rangle$.

$$v_r = v_{sk} \cdot \cos(\varphi) \quad (8.2)$$

$$\begin{aligned} \text{Pro: } \varphi = -\frac{\alpha'}{2} \quad v_r &= 0,976 \cdot \cos\left(-\frac{51,43}{2}\right) = \mathbf{0,879 \, m \cdot s^{-1}} \\ \varphi = 0^\circ \quad v_r &= 0,976 \cdot \cos(0) = \mathbf{0,976 \, m \cdot s^{-1}} \\ \varphi = +\frac{\alpha'}{2} \quad v_r &= 0,976 \cdot \cos\left(+\frac{51,43}{2}\right) = \mathbf{0,879 \, m \cdot s^{-1}} \end{aligned}$$

Rychlost řetězu v_r kolísá mezi hodnotami $0,879 \, m \cdot s^{-1}$ a $0,976 \, m \cdot s^{-1}$, kdy maximální hodnota je rovna skutečné rychlosti ($v_{sk} = v_r$) při úhlu natočení $\varphi = 0^\circ$.

K určení dynamické síly potřebujeme znát maximální zrychlení řetězu (a_{rmax}). Zrychlení řetězu a_r je derivací rychlosti podle času, odvození je dáno vztahem (8.3).

$$a_r = \frac{dv_r}{dt} = \frac{d(R \cdot \omega \cdot \cos\varphi)}{dt} = -R \cdot \omega \cdot \sin\varphi \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad (8.3)$$

Po dosazení $\varphi = \omega \cdot t$ do vztahu (8.3) dostaneme upravený vzorec (8.4).

$$a_r = -R \cdot \omega \cdot \sin\varphi \cdot \frac{d(\omega \cdot t)}{dt} = -R \cdot \omega^2 \cdot \sin\varphi = -\frac{2}{D_{rB}} \cdot v_{sk}^2 \cdot \sin(\varphi) \quad (8.4)$$

Analogicky jako u rychlosti řetězu v_r , dosadíme hodnoty intervalu $\langle -\frac{\alpha'}{2}; +\frac{\alpha'}{2} \rangle$ do upraveného vzorce pro zrychlení řetězu a_r .

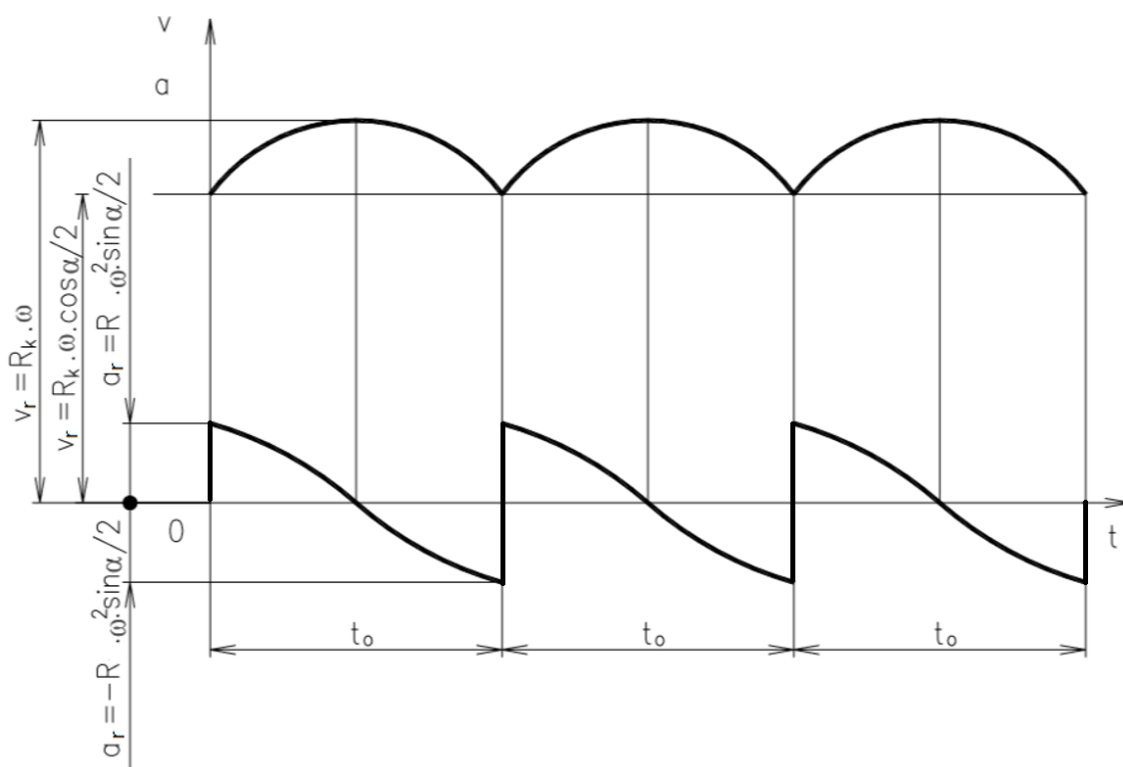
$$\begin{aligned} \varphi = -\frac{\alpha'}{2} \quad a_r &= -\frac{2}{0,414} \cdot 0,976^2 \cdot \sin\left(-\frac{51,43}{2}\right) = \mathbf{1,997 \, m \cdot s^{-2}} \\ \varphi = 0^\circ \quad a_r &= -\frac{2}{0,414} \cdot 0,976^2 \cdot \sin(0) = \mathbf{0 \, m \cdot s^{-2}} \\ \varphi = +\frac{\alpha'}{2} \quad a_r &= -\frac{2}{0,414} \cdot 0,976^2 \cdot \sin\left(+\frac{51,43}{2}\right) = \mathbf{-1,997 \, m \cdot s^{-2}} \end{aligned}$$

Maximální zrychlení řetězu $a_{rmax} = 1,997 \, m \cdot s^{-2}$ je v krajních bodech intervalu, tedy když řetěz nabíhá na řetězový zub.

Dále ze vztahu (8.5) můžeme vypočítat čas pootočení 1 zubu, tedy periodu úhlu natočení, kdy se kolo pootočí o úhel α' . Do vztahu nám vstupuje převodový poměr i_P , počet zubů řetězového kola z a otáčky motoru n_M .

$$t_0 = \frac{i_P}{z \cdot n_M} \quad (8.5)$$

$$t_0 = \frac{33}{7 \cdot \frac{1485}{60}} = 0,19 \text{ s}$$



Obr. 8.2 Časový průběh změn rychlostí a zrychlení řetězu (polygonní efekt) [8]

K výpočtu samotné dynamické síly je nezbytné vedle maximálního zrychlení řetězu $a_{r \max}$ určit tzv. zrychlované hmoty m_{zr} , tedy hmotu, kterou potřebujeme rozběhnout.

$$m_{zr} = k_{pr} \cdot L \cdot (q + 2 \cdot q_{řů}) \quad (8.6)$$

Kde k_{pr} je součinitel pružnosti řetěze, nabývající hodnot v intervalu $\langle 0,5; 1 \rangle$, pro výpočet bude použita po konzultaci hodnota $k_{pr} = 0,8$. Ostatní veličiny jsou uvedeny v předchozích kapitolách.

$$m_{zr} = 0,8 \cdot 200 \cdot (142,3 + 2 \cdot 58,6) = 41\,520 \text{ kg}$$

Samotná dynamická síla F_D , tedy dynamická složka bezpečnosti řetězu se vypočte dle následujícího vztahu (8.7).

$$F_D = 3 \cdot m_{zr} \cdot a_{r \max} \quad (8.7)$$

$$F_D = 3 \cdot 41\,520 \cdot 1,997 = 248\,746 \text{ N}$$

Bezpečnost řetězu se stanoví dle vztahu (8.8), kdy vedle dynamické složky, vstupuje do výpočtu i statická složka, tedy maximální napětí v řetězu, což je odpor v horní větvi F_h sečtený s předpětím řetězu F_m . Veškeré parametry pro výpočet jsou pro přehlednost uvedeny v Tab. 8.2.

	Označení	Hodnota	Jednotka
Pohybové odpory v horní větvi	F_h	151 711	[N]
Předpětí v řetězovém úseku	F_m	50 900	[N]
Dynamická síla	F_D	248 746	[N]
Trhací síla řetězu (dle výrobce)	F_{tr}	850 000	[N]
Součinitel počtu řetězů	k_i	2	[-]

Tab. 8.2 Nezbytné údaje pro závěrečnou kontrolu řetězu

Součinitel řetězu k_i je závislý na počtu řetězů, kdy pro 1 řetěz platí $k_i = 1$, pro 2 řetězy $k_i = 2$, pro 3 řetězy $k_i = 2,5$ (tato konstrukční varianta se již nepoužívá). [8]

$$k_B = \frac{k_i \cdot F_{tr}}{F_D + F_h + F_m} \quad (8.8)$$

$$k_B = \frac{2 \cdot 850\,000}{248\,746 + 151\,711 + 50\,900} = 3,77$$

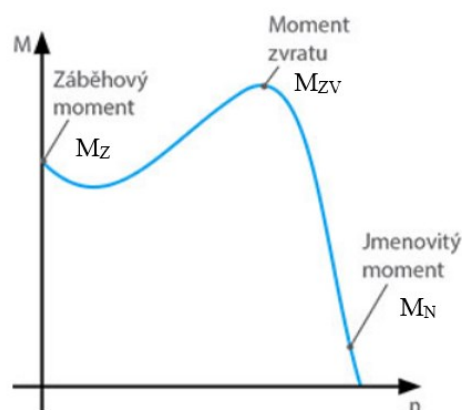
Doporučuje se, aby byla bezpečnost řetězu $k_B \geq 3$, volený řetěz THD 26 x 92 společnosti THIELE vyhovuje a odpovídá bezpečnostní kontrole dle dostupných univerzitních materiálů [6] [8].

8.2 Bezpečnost řetězu z momentu zvratu dle společnosti OSTROJ

8.2.1 Bezpečnost řetězu vůči zkušební síle [14]

Výpočtový model bezpečnosti vychází z tzv. momentu zvratu elektromotoru M_{ZV} . Momentová charakteristika asynchronních elektromotorů s kotvou na krátko není zcela ideální a při určitých otáčkách při rozběhu dochází k maximálnímu momentu, tedy zvratu.

Moment zvratu se může udávat v katalogu výrobce elektromotorů, nejčastěji poměrově vůči jmenovitým otáčkám M_N , ve kterých elektromotor pracuje, tedy M_{ZV}/M_N . Na Obr. 8.3 je znázorněná obecná momentová charakteristika elektromotoru. Pro přehlednost dalších výpočtů jsou potřebné hodnoty o komponentech pohonu zopakovány v Tab. 8.3.



Obr. 8.3 Obecná momentová charakteristika třífázového asynchronního elektromotoru s kotvou na krátko

	Označení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon elektromotoru	P_N	160	[kW]
Otáčky elektromotoru	N_M	1 485	[min⁻¹]
Moment zvratu (poměrově)	M_{ZV}/M_N	2,2	[-]
Převodový poměr převodovky	i_P	33	[-]
Účinnost pohonu	η	0,8	[-]

Tab. 8.3 Rekapitulace potřebných hodnot pohonu

Nejprve vypočteme moment na výstupu elektromotoru ($M_{m \text{ výst}}$) dle vztahu (8.9).

$$M_{m \text{ výst}} = \frac{\frac{M_{ZV}}{M_N} \cdot P_N \cdot 1\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_M} \quad (8.9)$$

$$M_{m \text{ výst}} = \frac{2,2 \cdot 160 \cdot 1\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,485} = 2\,264 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Následujícím jednoduchým přepočtem (8.10) vypočteme moment na řetězovém bubnu při zvratu $M_{b \text{ zv}}$.

$$M_{b \text{ zv}} = \frac{M_{m \text{ výst}} \cdot i_P \cdot \eta}{1\,000} \quad (8.10)$$

$$M_{b \text{ zv}} = \frac{2\,264 \cdot 33 \cdot 0,8}{1\,000} = 59,8 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Z momentu řetězového bubnu při zvratu ($M_{b \text{ zv}}$) a roztečného průměru řetězového bubnu D_{rB} snadno zjistíme potřebnou sílu v řetěz $F_{ře}$ k výpočtu výsledné bezpečnosti řetězu.

$$F_{ře} = \frac{2 \cdot M_{b \text{ zv}}}{D_{rB}} \quad (8.11)$$

$$F_{re} = \frac{2 \cdot 59,8}{0,414} = \mathbf{288,5 \text{ kN}}$$

Bezpečnost řetězu k_{zk} se vztahuje k tzv. zkušební síle v řetězu F_{zk} , kterou udává výrobce řetězu ($F_{zk} = 637 \text{ kN}$). Zkušební síla je porovnávána se součtem dvou silových složek, a to s výše vypočtenou silou v řetězu F_{re} a předpětím v řetězu F_m ($F_m = 50,9 \text{ kN}$).

$$k_{zk} = \frac{k_{roz} \cdot F_{zk}}{\frac{F_{re}}{n_{m \text{ MG}}} + F_m} \quad (8.12)$$

Kde $n_{m \text{ MG}}$ ve jmenovateli zlomku znamená počet instalovaných pohonů u výsypu, tedy jeden ($n_{m \text{ MG}} = 1$). Ve vzorci se také musí počítat s koeficientem rozložení zatížení v řetězu (k_{roz}), kdy tento koeficient se volí $k_{roz} = 1,5$. [14]

$$k_{zk} = \frac{1,5 \cdot 637}{\frac{288,5}{1} + 50,9} = \mathbf{2,82}$$

Minimální faktor bezpečnosti vůči zkušební síle $k_{zk \text{ min}}$ je společností Ostroj doporučena hodnota 1,2 ($k_{zk \text{ min}} = 1,2$). [14] Podmínka je splněna a bezpečnost řetězu je ověřena.

8.2.2 Bezpečnost řetězu vůči trhací síle [14]

Výpočet je naprosto analogický s výpočtem bezpečnosti řetězu vůči zkušební síle v řetězu, jenom ve výsledném vzorci se dosazuje tzv. trhací síla řetězu F_{tr} , která je vyšší než zkušební síla v řetězu F_{zk} . Trhací sílu řetězu udává opět výrobce řetězů ve svém katalogu. V našem případě $F_{tr} = 850 \text{ kN}$. Bezpečnost vůči trhací síle z momentu zvratu k_{tr} je vypočtena dle vztahu (8.13), kdy vstupní hodnoty byly vypočteny a uvedeny v podkapitole 8.2.1.

$$k_{tr} = \frac{k_{roz} \cdot F_{tr}}{\frac{F_{re}}{1} + F_m} \quad (8.13)$$

$$k_{tr} = \frac{1,5 \cdot 850}{\frac{288,5}{1} + 50,9} = \mathbf{3,76}$$

Ostroj Opava doporučuje minimální faktor bezpečnosti vůči trhací síle z momentu zvratu $k_{tr \text{ min}} = 1,7$. [14] Vypočtená bezpečnost k_{tr} převyšuje více než dvojnásobkem tuto doporučenou hodnotu.

8.3 Bezpečnost řetězu z momentu zvratu dle společnosti CAT

Specialistou nejen na zemní stroje, ale také na dobývací zařízení černého uhlí, tedy i hřeblových dopravníků je americká společnost CAT. Výpočtový model bezpečnosti řetězu dle společnosti CAT je počítán jak pro zkušební sílu F_{zk} , tak i trhací sílu řetězu F_{tr} .

Síla v jednom řetězu dle CAT (F_{CAT}) se vypočte podle uvedeného vztahu (8.14). Výpočtový model zahrnuje další pohon ve vratné stanici, který táhne pouze s 60% silou (odtud konstanta 0,6 v pravé závorce).

$$F_{CAT} = \frac{\left(\frac{n_{m\ MG} \cdot P_N \cdot \frac{M_{ZV}}{M_N} \cdot \eta}{v_{sk}} \right) + \left(n_{m\ TG} \cdot P_N \cdot \frac{M_{ZV}}{M_N} \cdot \frac{0,6}{v_{sk}} \right)}{n_{\text{ř}}} + F_m \quad (8.14)$$

Pro rekapitulaci, $n_{\text{ř}}$ je počet větví řetězů ($n_{\text{ř}} = 2$) a v_{sk} je skutečná rychlost dopravníku ($v_{sk} = 0,976\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), $n_{m\ TG}$ ve jmenovateli zlomku znamená počet instalovaných pohonů ve vratné stanici, zde jeden ($n_{m\ TG} = 1$).

$$F_{CAT} = \frac{\left(\frac{1 \cdot 160 \cdot 2,2 \cdot 0,8}{0,976} \right) + \left(1 \cdot 160 \cdot 2,2 \cdot \frac{0,6}{0,976} \right)}{2} + 50,9 = \mathbf{303,3\text{ kN}}$$

Výsledná bezpečnost řetězu vůči zkušební síle (k_{zk}) se pak vypočte podle (8.15).

$$k_{zk} = \frac{F_{zk}}{F_{CAT}} \quad (8.15)$$

$$k_{zk} = \frac{637}{303,3} = \mathbf{2,10}$$

Minimální faktor bezpečnosti vůči zkušební síle $k_{zk\ min}$ je opět doporučen o velikosti 1,2, (tedy $k_{zk\ min} = 1,2$).

Následně se určí výsledná bezpečnost řetězu vůči trhací síle k_{tr} (8.16).

$$k_{tr} = \frac{F_{tr}}{F_{CAT}} \quad (8.16)$$

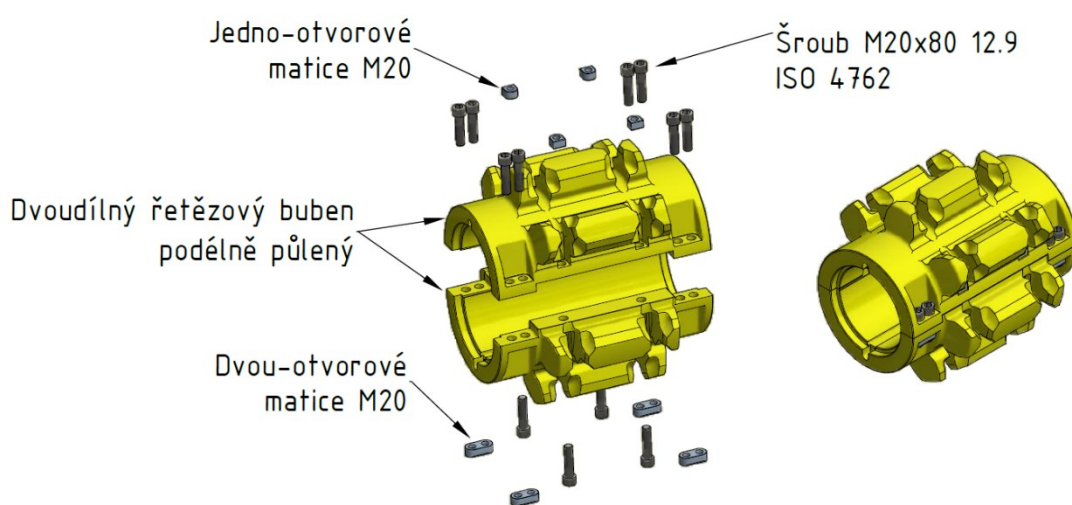
$$k_{tr} = \frac{850}{303,3} = \mathbf{2,80}$$

Podmínka bezpečnosti řetězu je opět splněna, poněvadž minimální faktor bezpečnosti vůči trhací síle $k_{tr\ min}$ je o velikosti 1,7 ($k_{tr\ min} = 1,7$). Bezpečnost řetězu je tedy zaručená.

9. Konstrukce řetězového bubnu a jeho ustavení

9.1 Obecný popis

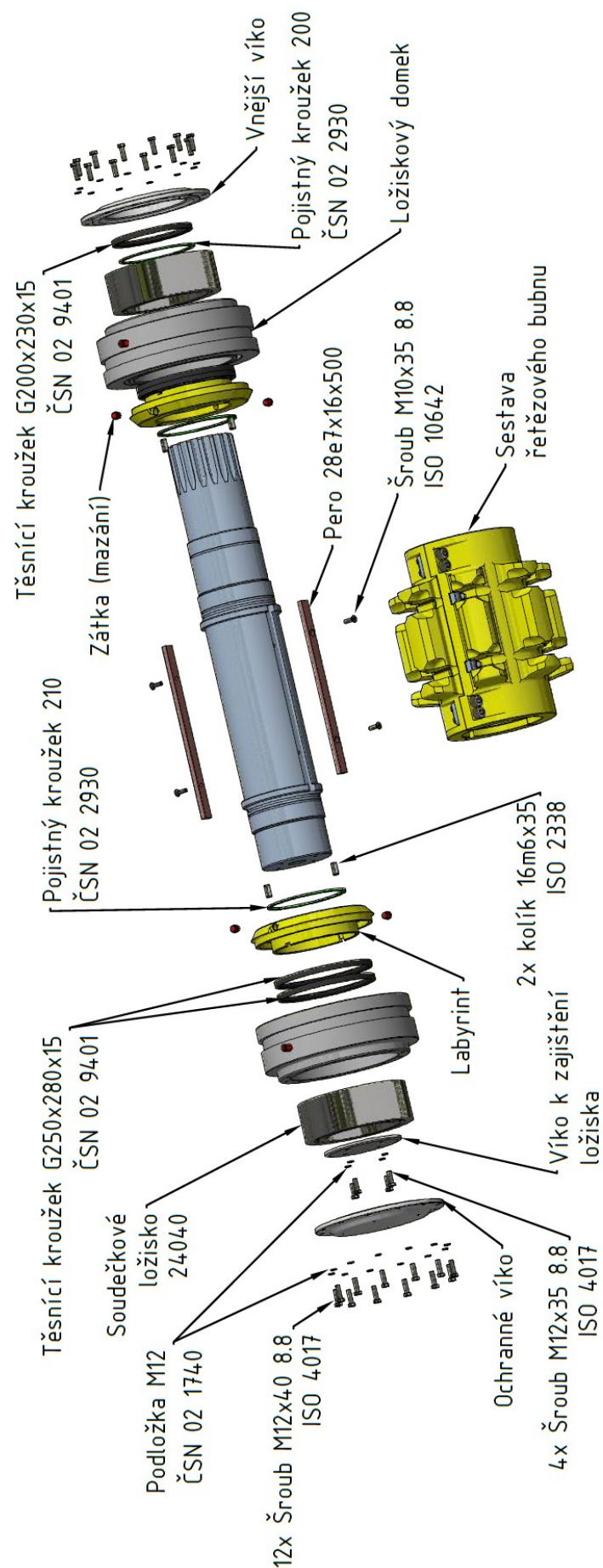
Samotný řetězový buben se bude vyrábět odlíváním, z materiálu *GS 42CrMo4 V*. Buben bude podélně půlený, tzn. bude se jednat o dva odlitky. Odlitky budou následně obráběny dle výkresové dokumentace této práce. Rozměry bubnu vycházejí z německé normy DIN 22 256 a české oborové normy ON 44 5160, pro daný řetěz THD 26 x 92. Vnitřní průměr bubnu vychází z dimenzování hřídele. Nátěr bubnu bude žlutý a zuby řetězového kola budou povrchově kaleny do hloubky 2-6 mm, na tvrdost $HRC=54\pm 4$.



Obr. 9.1 Model řetězového bubnu a jeho popis

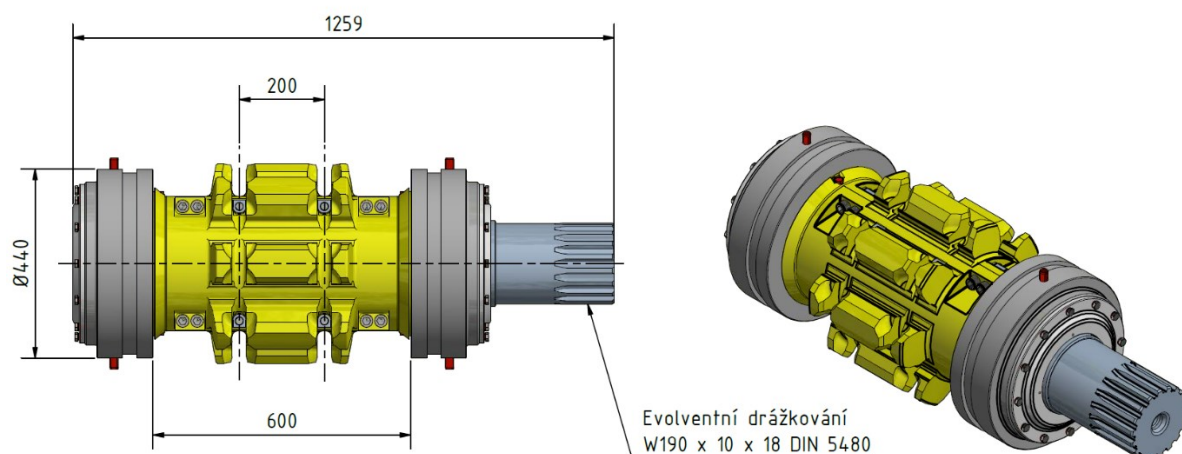
Jak je patrné z Obr. 9.1, oba podélné díly řetězového bubnu budou k sobě přišroubovány pomocí 12 šroubů *M20x80 12.9 ISO 4762* a tak tvoří jeden celek. Tato konstrukce dvoudílného bubnu vede k snadné montáži či demontáži.

Na Obr. 9.2 na další straně je podrobný popis celé sestavy na hřídeli řetězového bubnu. V obou dílech řetězového bubnu je nezbytná drážka pro pero – *28e7x16x500*. Díky dvou perům je točivý moment z hřídele přenášen na samotný buben. Pera jsou přišroubovaná k hřídeli. Rozměry pera vycházejí z normy ČSN 02 2570, pro svoji atypickou délku však nejsou normalizována. Řetězový buben je z obou stran spojen pomocí dvou kolíků *16m6x35 ISO 2338* s tzv. labirintem, který hraje důležitou roli při mazání ložisek. Důležitým prvkem pak jsou soudečková ložiska *24040*, umožňující rotační pohyb hřídele. Hřídel je pak na jednom konci opatřen ochranným víkem, na druhé straně pak vystupuje evolventní drážkování, které se pak přímo vkládá do převodové skříně (Obr. 9.3).



Obr. 9.2 Konstrukční rozbor řetězového bubnu na hřídeli

Klíčové rozměry pak jsou vyznačeny na Obr. 9.3. Je zde zaznačena rozteč řetězu – 200 mm, ekvivalentní s konstrukcí hřebľa. Je zde také patrný rozměr 600 mm, tedy vnitřní šířka dopravní tratě. Potřebné mazání soudečkových ložisek je umožněno díky čtyř zátěk na labyrintech, kdy je do odzátkovaných otvorů plastické mazivo vstřikováno pod tlakem a tak se dostane pomocí kanálku až k ložisku.



Obr. 9.3 Sestava řetězového bubnu na hřídeli – základní rozměry

Navrženou konstrukci je potřeba pevnostně zkontrolovat, tedy alespoň části, nejvíce namáhané. V další kapitolách bude tedy proveden pevnostní výpočet navržených per pod řetězovým bubnem a hřídele.

9.2 Kontrola pera pod řetězovým bubnem

V předchozí kapitole bylo zmíněno zvolené pero, použito k přenosu točivého momentu. Nezbytné je, aby pero vyhovovalo pevnostní podmínce a bylo zkontrolováno na tzv. otláčení.

PERO 28e7 x 16 x 500		
	Označení	Hodnota [mm]
Šířka pera	b_p	28
Výška pera	h_p	16
Délka pera	L_p	500
Hloubka drážky v hřídeli	t_p	9,9
Hloubka drážky v náboji	t_{p1}	6,1
Sražení hran pera	f_p	1,2
Počet per	n_{per}	2

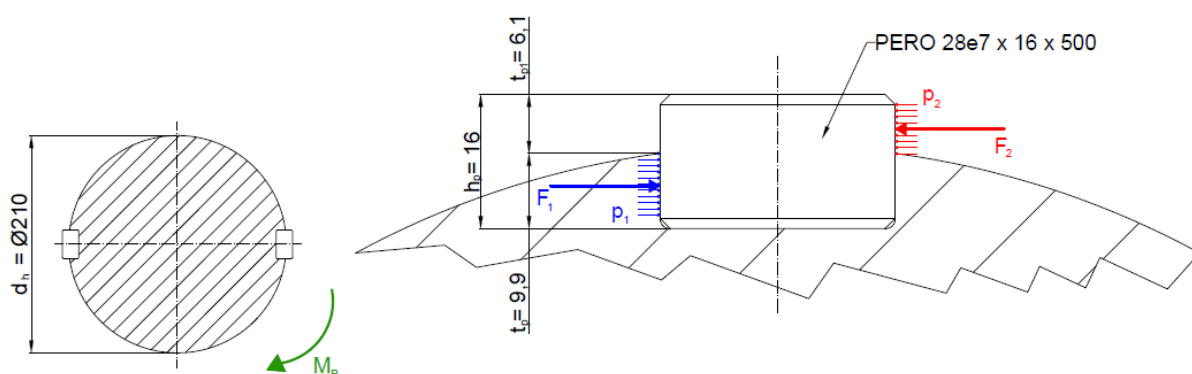
Tab. 9.1 Parametry pera pod řetězovým bubnem

Pera jsou dvě a jsou umístěna naproti sobě, tedy v rozmezí 180° . Jedná se o symetrické uložení, což vede k určité stabilitě. Nevýhodou však je, že se zmenšuje nosný průřez hřídele. V Tab. 9.1 jsou uvedeny rozměry zvoleného pera, klíčové pro následující pevnostní výpočet.

Na Obr. 9.4 je rozbor tlakové síly, vzniklé z točivého momentu M_B , působící na pero. Nejprve je potřeba určit točivý moment M_B , který je z hřídele pomocí per přenášen na řetězový buben (9.1).

$$M_B = \frac{P_M \cdot 1\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_M} \cdot i_P \cdot \eta \quad (9.1)$$

$$M_B = \frac{160 \cdot 1\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,485} \cdot 33 \cdot 0,8 = 27\,162,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 9.4 Rozmístění per a silové působení

Platí, že $t_p > t_{p1}$, tedy $p_2 > p_1$. Tzn. výpočtovým (kritickým) tlakem spoje je tlak p_2 – tlak mezi bokem drážky v náboji a perem. [5] Tlak způsobuje síla F_2 vypočtená z následujícího vztahu.

$$F_2 = \frac{M_B}{\frac{d_h}{2} + \frac{t_{p1}}{2}} \quad (9.2)$$

Kde d_h je průměr hřídele, pod řetězovým bubnem, tedy $d_h = 210 \text{ mm}$.

$$F_2 = \frac{27\,162,4 \cdot 10^3}{\frac{210}{2} + \frac{6,1}{2}} = 251\,387 \text{ N}$$

Funkční plocha pera S_2 v náboji, na kterou síla F_2 působí, se vypočte z následujícího vztahu (9.3).

$$S_2 = L_p \cdot (t_{p1} - f_p) \quad (9.3)$$

$$S_2 = 500 \cdot (6,1 - 1,2) = \mathbf{2\,450\,mm^2}$$

Výsledný tlak se pak vypočte dle (9.4). Je třeba do výpočtu zahrnout fakt, že tlak je rozložen mezi 2 pera, únosnost per je teoreticky dvojnásobná, v praxi se však uvažuje jen 1,5krát větší únosnost. [5]

$$p_2 = \frac{F_2}{1,5 \cdot S_2} \quad (9.4)$$

$$p_2 = \frac{251\,387}{1,5 \cdot 2\,450} = \mathbf{68,4\,MPa}$$

Materiál pera je 11 600, jehož maximální dovolený tlak je *115 MPa*. [5] Kontrola na otláčení pera tedy dostatečně vyhovuje.

9.3 Kontrola hřídele

Jak už bylo zmíněno, jednou z nejvíce namáhaných součástí pohonné stanice je hřídel pod řetězovým bubnem. Rozměry této hřídele jsou klíčové pro vnitřní rozměry řetězového bubnu, ale také ložisek a dalších komponentů a rozměrů samotné poháněcí stanice.

Materiál pro výrobu hřídele byl zvolen *42CrMo4 + QT* (kaleno a popouštěno), neboli *15 142*. Tato ocel z lehkých slitin typu chromu a molybdenu se vyznačuje dobrou obrobitelností, dobrou houževnatostí, snadno se leští a vytrvává při vysoké teplotě. Používá se k výrobě důležitých strojních dílů, jako např. hřídele. Pevnostní vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 9.2.

<i>42CrMo4 + QT</i>		[MPa]
Mez pevnosti	R_m	900
Mez kluzu	R_e	500

Tab. 9.2 Pevnostní vlastnosti materiálu hřídele

Při předběžném návrhu průměru hřídele se obvykle uvažuje jen zatížení točivým momentem, zde M_B [N·mm]. Dovolené napětí v krutu ocelových hřídelí se volí dle literatury v rozmezí $\tau_{k\,dov} = (12 \div 36)$ MPa. [2] Napětí v krutu, podléhající této podmínce je zřejmé z rovnice (9.5).

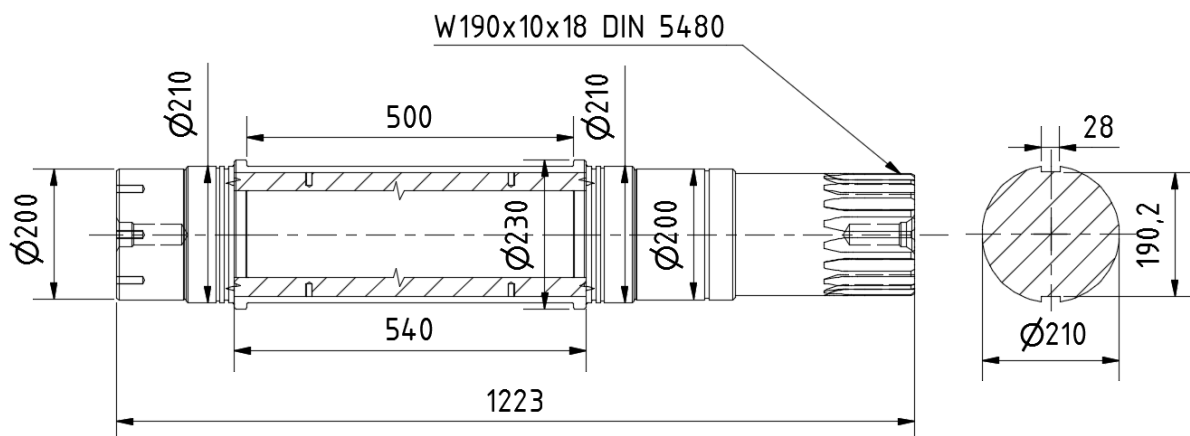
$$\tau_k = \frac{M_B}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} < \tau_{k\,dov} \quad (9.5)$$

Po úpravě získáme vztah na výpočet minimálního průměru hřídele d_{min} . Do kterého dosadíme zvolené dovolené napětí v krutu $\tau_{k\,dov} = 30\,MPa$.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_B}{\pi \cdot \tau_{k\,dov}}} \quad (9.6)$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27\,162\,400}{\pi \cdot 30}} = 166,5\,mm$$

Minimální průměr hřídele by tedy neměl být menší než $166,5\,mm$. Hřídel je drážkováním připojena do převodovky *PKPL – 15*. Jedná se o drážkování *N190x10x18 DIN 5480*. Kde číslo *190* udává roztečný průměr drážkování – $190\,mm$, tento rozměr není v rozporu s vypočítaným d_{min} a od této skutečnosti se odvíjejí ostatní průměry hřídele. Základní rozměry hřídele jsou na Obr. 9.5.



Obr. 9.5 Základní rozměry hřídele pod řetězovým bubnem

Hřídel obsahuje řadu konstrukčních vrubů, ve kterých je velmi vysoká pravděpodobnost poruchy. Hřídel bude zkontrolována MKP pevnostní analýzou pomocí software Inventor Professional 2019.

Nejprve je potřeba udělat rozbor zatížení, které na hřídel působí. Na hřídel působí již zmíněný točivý moment M_B , výpočtový model počítá s tím, že moment působí od kraje hřídele s drážkováním až do poloviny řetězového bubnu. Dále je hřídel namáhána na ohyb, a to ve dvou na sebe kolmých rovinách – v jedné je ohyb způsoben vlastní tíhou hřídele, řetězového bubnu (tzv. zatížení pod technologií) a části řetězového úseku

A diagram illustrating the forces and moments on a person standing on a sphere. The sphere is represented by a circle with a vertical dashed line through its center. A person is standing on the right side of the sphere. The forces and moments are labeled as follows:

- $\frac{1}{3} F_D$: A blue arrow pointing horizontally to the right from the top of the sphere.
- F_h and F_m : Two red arrows pointing horizontally to the right from the person's feet, representing horizontal and vertical components of a force.
- G : A purple arrow pointing vertically downwards from the center of the sphere, representing the weight.
- M_B : A green curved arrow indicating a clockwise moment about the center of the sphere.

V již zmíněném softwaru Inventor byla zjištěna hmotnost jak hřídele, tak i řetězového bubnu. Hodnoty jsou zaznamenané v Tab. 9.3 spolu se silami, které byly vypočtené v předchozích kapitolách.

	Označení	Hodnota	Jednotka
Hmotnost řetězového bubnu	m_B	249,6	[kg]
Hmotnost hřídele	m_h	305,8	[kg]
Měrná hmotnost řetězového úseku	$q_{řu}$	58,6	[kg·m ⁻¹]
Pohybové odpory v horní větvi	F_h	151 711	[N]
Předpětí v řetězovém úseku	F_m	50 900	[N]
Dynamická síla řetězu	F_D	248 746	[N]

Pro zjednodušení pevnostního výpočtu zaznačené síly z Obr. 9.6 nahradíme 2 sílami, a to ve směru vodorovném F_x a směru svislém F_y . Vodorovná síla F_x se vypočte dle rovnice (9.7).

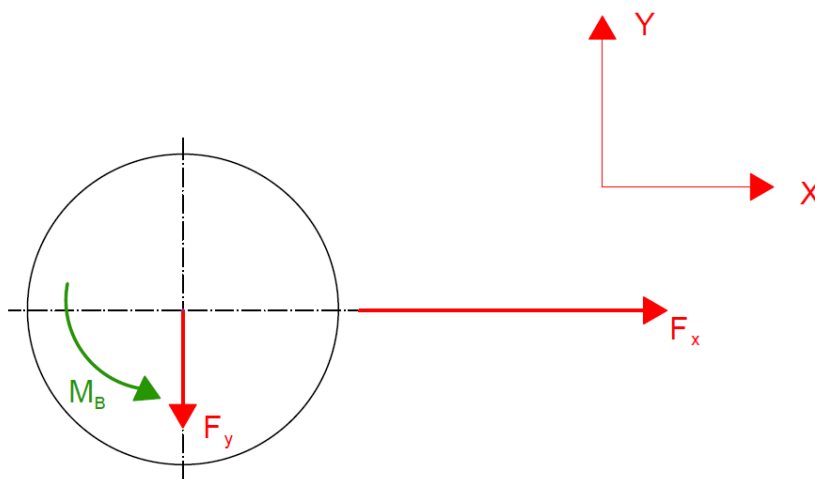
$$F_x = (151\,711 + 50\,900) \cdot \cos(7^\circ) + 50\,900 + \frac{1}{3} \cdot 248\,746 = \mathbf{334\,916\,N}$$

Svislá síla F_y způsobená vlastní tíhou je mnohem menší než vypočtená síla F_x působící ve vodorovném směru.

$$F_y = (F_h + F_m) \cdot \sin(7^\circ) + g \cdot (m_B + m_h + q_{řů} \cdot \frac{\pi \cdot D_{rB}}{2}) \quad (9.8)$$

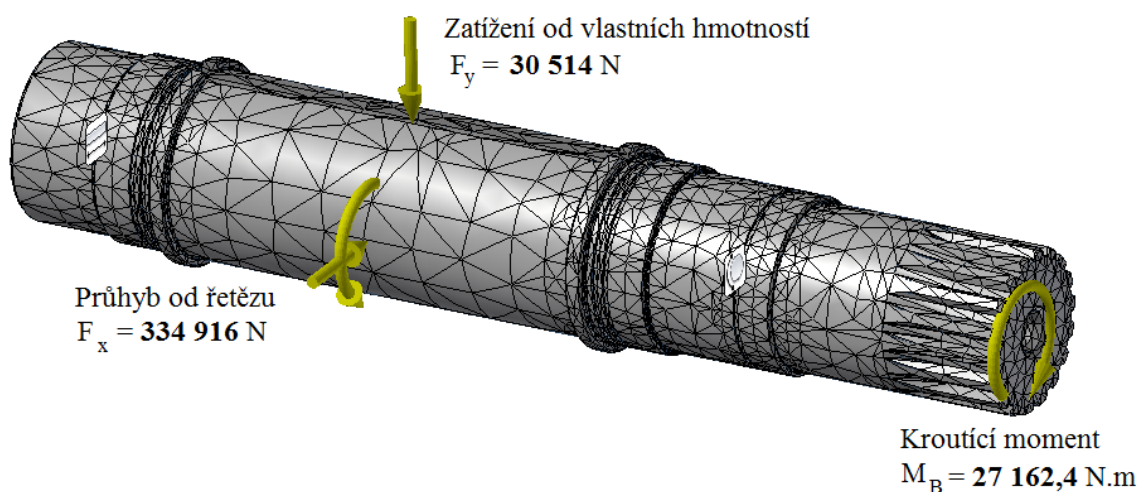
$$F_y = (151\,711 + 50\,900) \cdot \sin(7^\circ) + 9,81 \cdot \left(249,6 + 305,8 + 58,6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,414}{2} \right)$$

$$F_y = 30\,514\,N$$

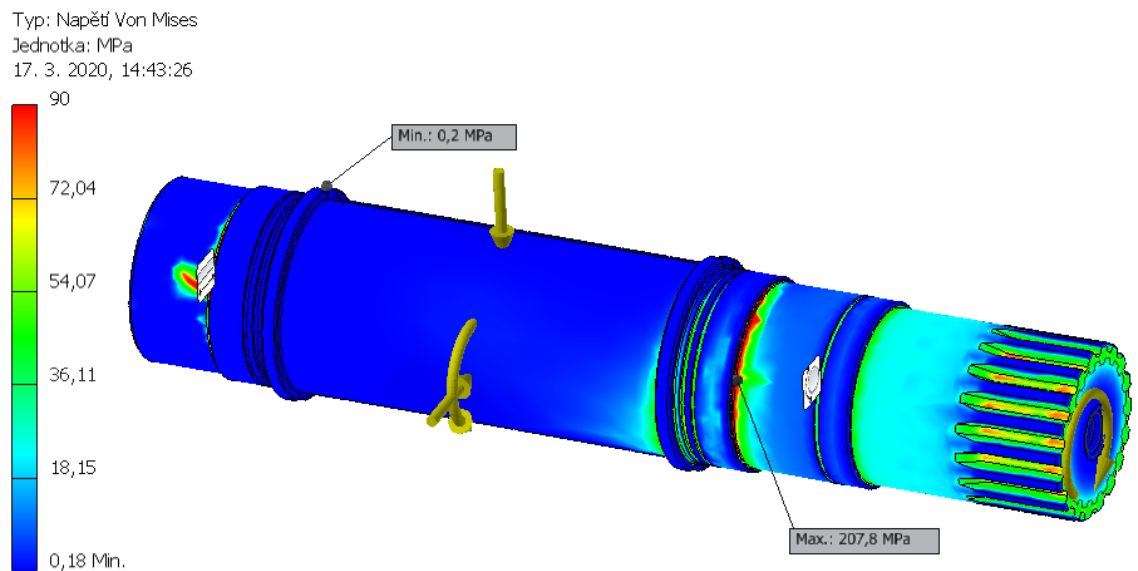


Obr. 9.7 Nahrazená vodorovná síla F_x a svislá síla F_y způsobující ohyb

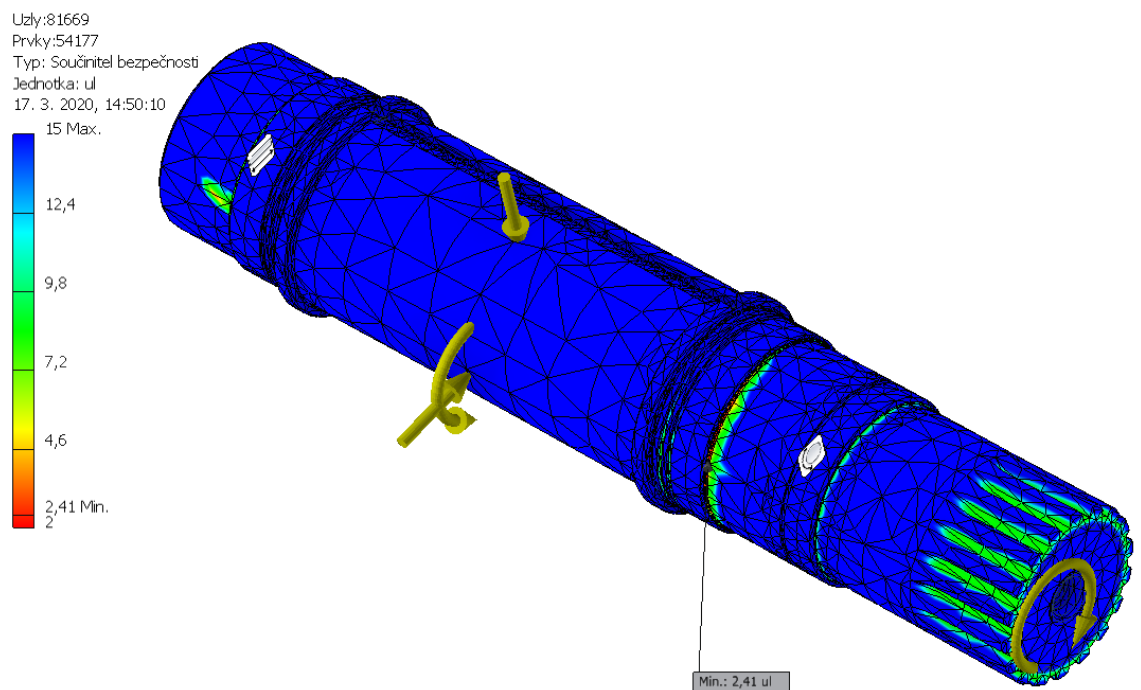
Na Obr. 9.8 je model hřídele, která je zatížena výše vypočtenými silami a točivým momentem. Vedle zatížení musí být hřídeli odebrány stupně volnosti, a to konkrétně vazbami umístěnými pod ložisky. Model hřídele je opatřen konečno-prvkovou sítí o 81 669 uzlů a 54 177 prvků.



Obr. 9.8 Zatížení hřídele v MKP se zobrazenou konečno-prvkovou sítí



Obr. 9.9 Výsledné simulované napětí hřídele s vyznačeným minimem a maximem



Obr. 9.10 Výsledná bezpečnost hřídele

Z Obr. 9.9 je zřejmé, že největší koncentrace napětí je v zápichu pod ložiskem, kde je dosaženo maximálního napětí (τ_{MAX}) až 207,8 MPa. Dle Obr. 9.10 minimální bezpečnost hřídele k_{min} je v zápichu, a to o velikosti 2,41. Bezpečnost je počítána k mezi kluzu materiálu (R_e), dle rovnice (9.9).

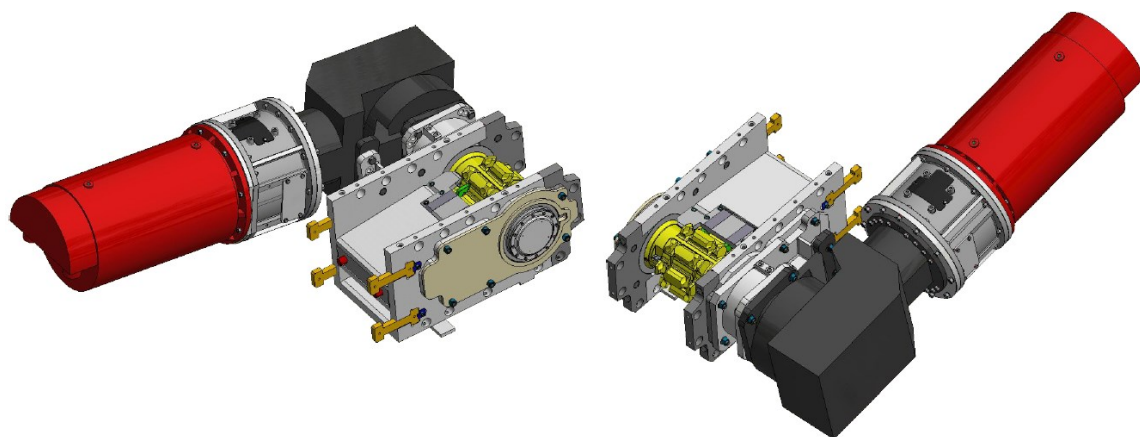
$$k_{min} = \frac{R_e}{\tau_{MAX}} \quad (9.9)$$

$$k_{min} = \frac{500}{207,8} = 2,41$$

Bezpečnost hřídele je dostačující a hřídel vyhovuje pevnostní kontrole.

10. Konstrukce poháněcí stanice

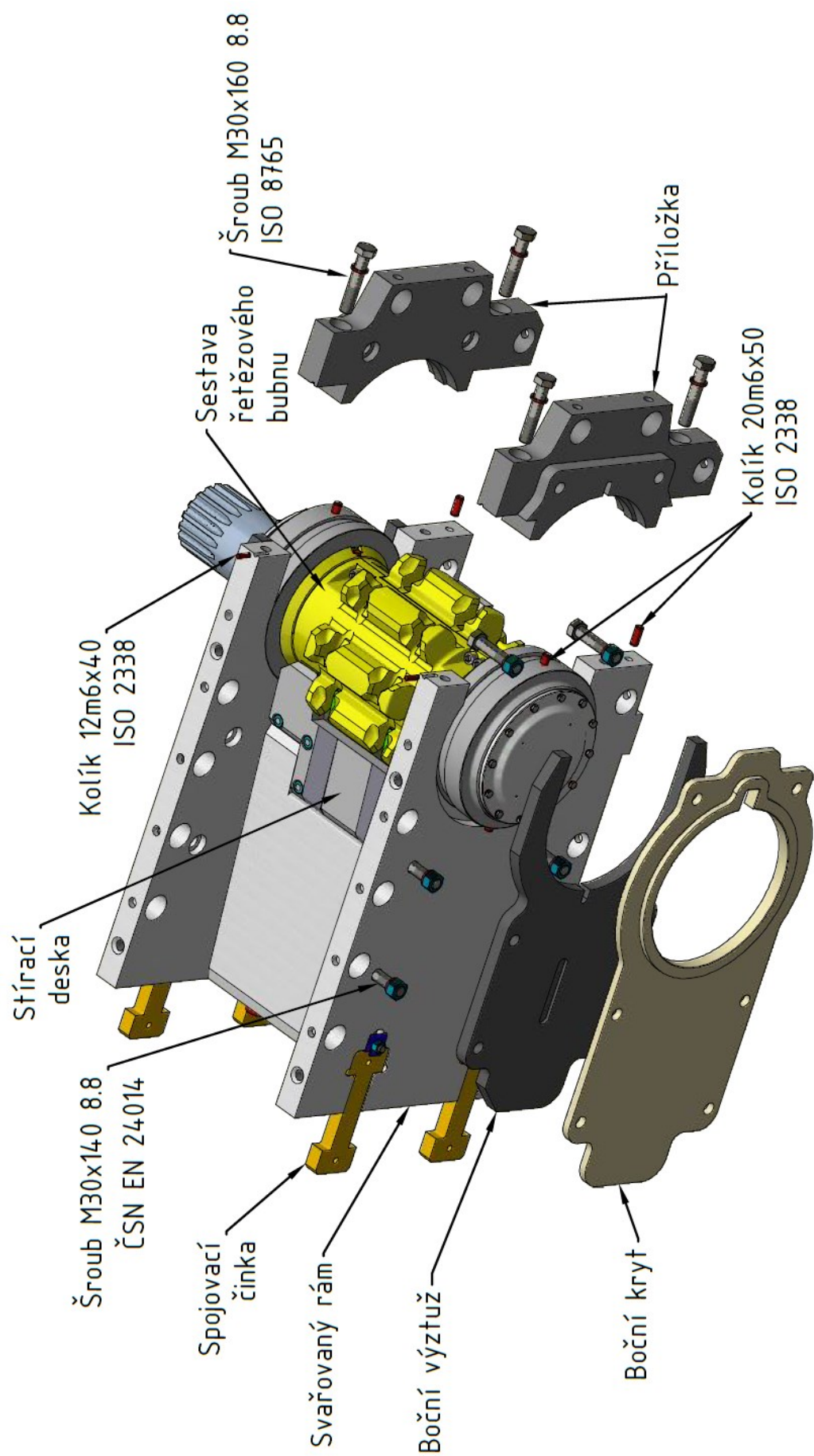
Na základě výpočtů v předešlých kapitolách a volbě komponent byl proveden výsledný konstrukční návrh poháněcí stanice, který popisuje výkresová dokumentace této bakalářské práce. Základem konstrukce je tzv. stavebnicový způsob, pro snadnou montáž v hlubinném dole při těžkých podmínkách porubu.



Obr. 10.1 CAD model výsledné konstrukce poháněcí stanice

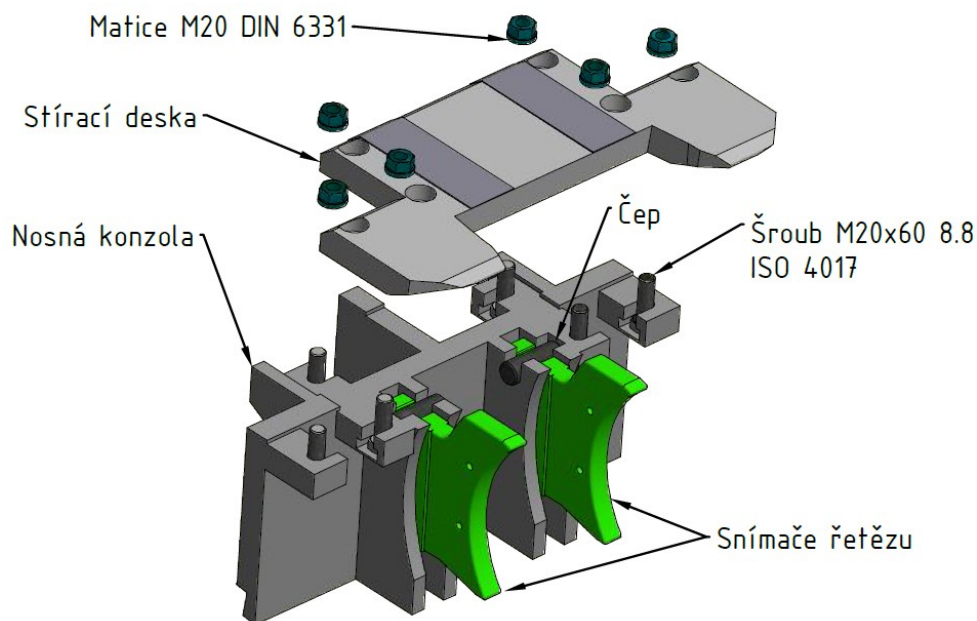
Základ poháněcí stanice tvoří svařovaný rám, který plní nosnou funkci pohonu, tedy převodovky, spojky a elektromotoru. Detailní popis sestavy rámu nabízí Obr. 10.2.

K rámu jsou z obou stran přivařeny boční výztuže, zvyšující tuhost rámu. Do rámu je vložena sestava řetězového bubnu na hřídeli. Kruhový tvar ložiskových domků zajišťuje snadnou montáž, či demontáž sestavy bubnu s celou hřídelí. Ložiskové domky jsou pak zafixovány dvěma masivními příloškami, připevněné z čela dopravníku, každá pomocí dvou šroubů $M30 \times 160$ a dvou kolíků. Na straně, kde se nenachází komponenty pohonu, je upevněn boční kryt pomocí šroubů. Univerzálnost rámu nabízí výměnu pohonu zprava do leva, popř. užití oboustranného pohonu (to však není nutné při tak nízkém dopravním výkonu).



Obr. 10.2 Rozbor konstrukce rámu poháněcí stanice

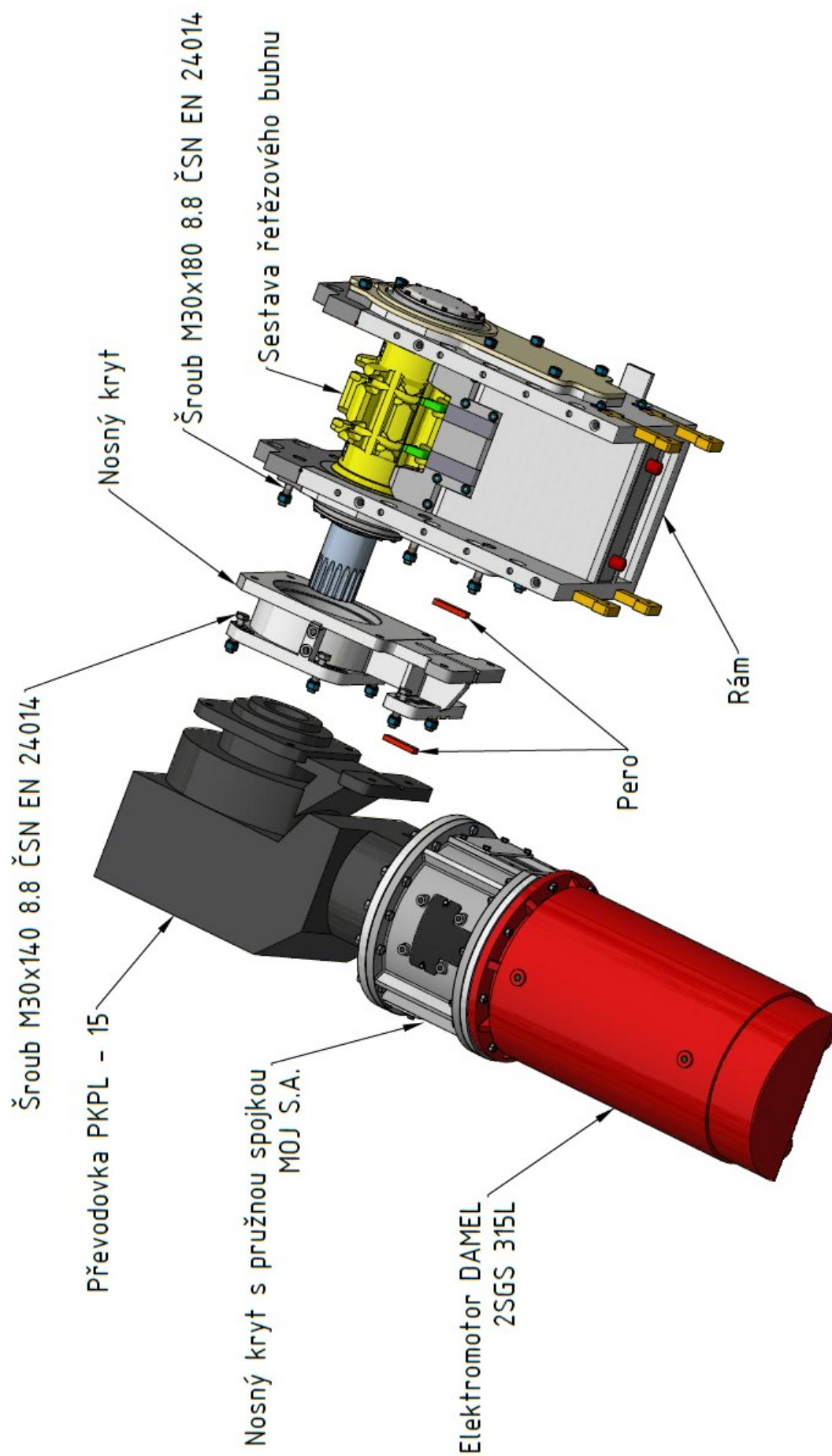
Na rámu jsou četné otvory, potřebné k uchycení nastavných plechů, usměrňující jednak tok materiálu (uhlí), ale taky potřebné ke zvýšení dopravního průřezu. Dále se zde nachází díry se závitem pro instalaci nosných ok pro manipulaci jak se samotným rámem, tak i s celou pohonnou stanicí – pokud by bylo potřeba.



Obr. 10.3 Detail na umístění snímačů řetězu

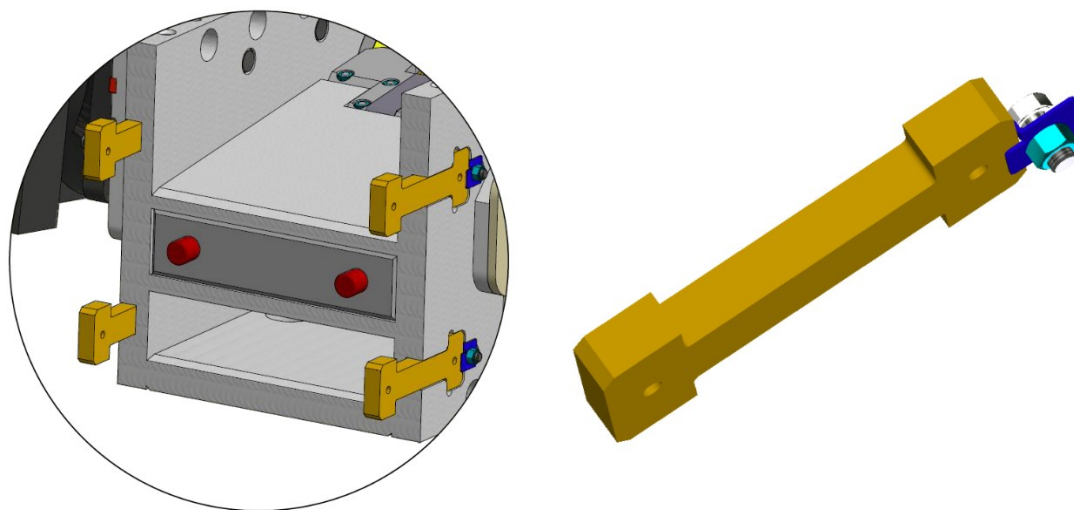
K rámu poháněcí stanice je přivařen držák na snímače řetězu, do kterého jsou dva tyto snímače umístěny a zajištěny v horní části čepem (patrně z Obr. 10.3). Snímače řetězu zaručí oddělení odbíhajícího článku řetězu od řetězového lůžka na řetězovém kole. Předjdeme tak zaseknutí řetězu na řetězovém kole. Do otvorů držáku jsou vloženy šrouby a pomocí nich je k rámu připojena stírací deska. Stírací deska, vyrobená z otěruvzdorného materiálu (např. oceli HARDOX) tvoří důležitý článek mezi rámem a řetězovým bubnem, přes který se materiál přesypává na další transportní zařízení (např. sběrný hřeblový dopravník, anebo pásový).

K rámu pohonu je pomocí nosného krytu, tzv. brýlí připevněna převodovka, na kterou navazuje další nosný kryt s vysoce pružnou spojkou a následně elektromotor. Brýle (nosný kryt) nesou váhu celého pohonu a zároveň kryjí výstupní konec hřídele, vložený drážkováním do převodové skříně. Brýle k rámu a převodovka k brýlím jsou upevněny pomocí dvanácti šroubů M30 a dvou per. Pera nám zajistí ochranu proti smyku vyvolaného hmotností pohonu. Pohon je oproti rámu umístěn v cca 8° stoupání. Toto umístění je závislé na brýlích, které dovolují tři pozice namontování převodovky (a tak i celého pohonu) – sklon na horu, vodorovně, sklon dolů.



Obr. 10.4 Popis konstrukce poháněcí stanice

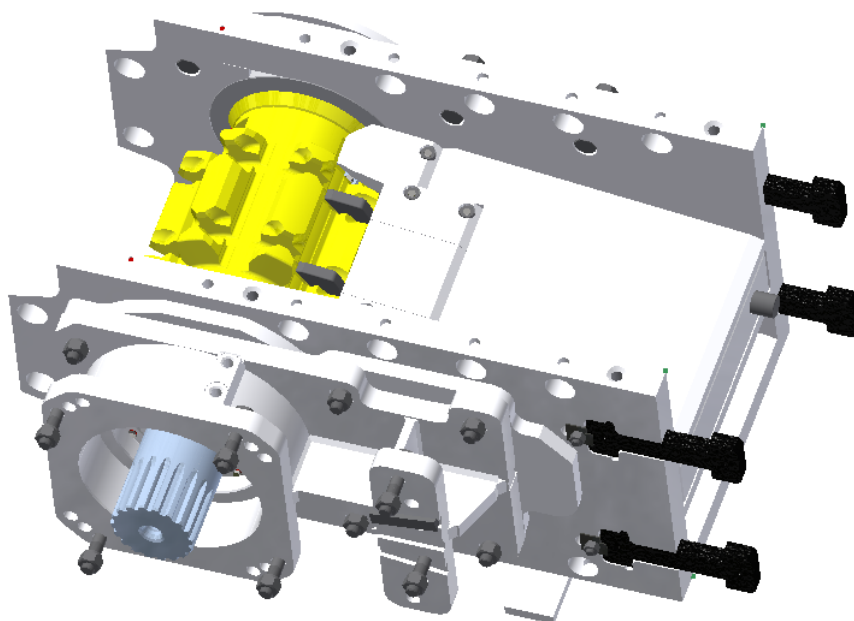
K pohonné stanici je pak připojen tzv. přechodový žlab, který tvoří mezičlánek mezi poháněcí stanicí a dopravní tratí složenou z jednotlivých žlabů.



Obr. 10.5 Detailní zobrazení připojení, vpravo spojovací činka

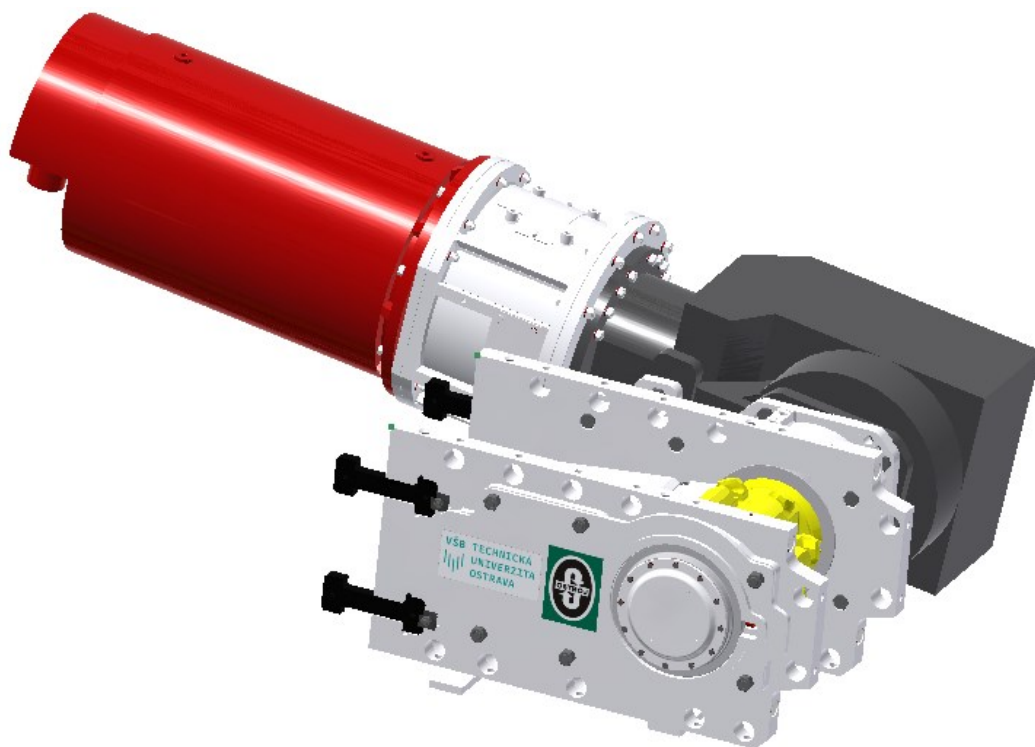
Spojení rámu poháněcí stanice a přechodového žlabu zajišťují čtyři spojovací činky a dva masivní připojovací čepy. Činka je vložena do otvoru v rámu a je zde zafixována pomocí černěného šroubu $M20 \times 40$ s maticí a speciální příložky z plechu. Díky spojení tohoto druhu se může poháněcí stanice přesouvat silou táhla mechanizované výztuže do vytěženého prostoru sloje a zároveň je garantovaná tuhost spojů dopravníku.

Výsledný vzhled poháněcí stanice a rámu po jeho nátěru na bílo je zobrazen na následujících obrázcích.

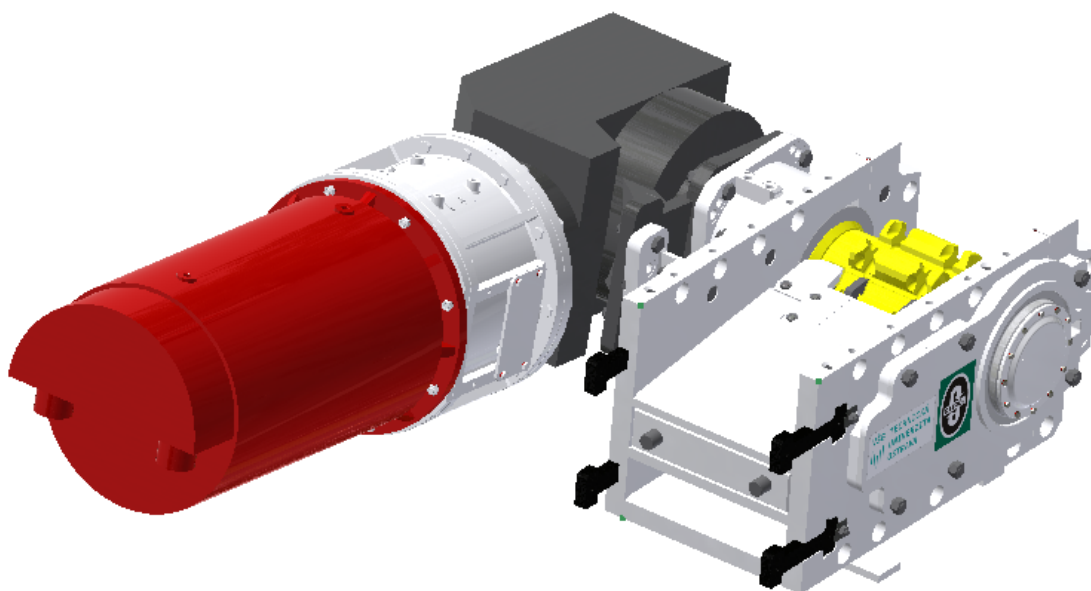


Obr. 10.6 Záběr na bílo natřený rám s nosným krytem pohonu – tzv. brýlemi

Na Obr. 10.6 je možno si všimnout množství otvorů na čelní straně brýlí, ke kterým se připojuje převodovka. Tyto otvory slouží k zmíněnému naklopení, popř. uvedení do vodorovného stavu pohonu (převodovky, spojky s krytem a elektromotoru).



Obr. 10.7 Výsledný vzhled celé poháněcí stanice



Obr. 10.8 Pohled na poháněcí stanici ze strany dopravní tratě

Závěr

V úvodní kapitole byla provedena rešerše, tedy přehled dosavadního stavu, týkajících se dobývacího zařízení černého uhlí. Konkrétně a podrobněji hřeblových dopravníků určených k primárnímu transportu rubaniny, dále dobývacích pluhů, kombajnů a mechanizovaných výztuží. Bylo třeba provést přehled této techniky, nutný k samotnému výpočtu a konstrukci hřeblového dopravníku.

V následující kapitole byl proveden technologický výpočet dle zadaných vstupních požadavků. Z technologického výpočtu bylo klíčové zjistit potřebný výkon k umožnění dopravy materiálu, při zadaném dopravním množství. Na základě zjištění potřebného výkonu se mohly zvolit poháněcí komponenty, tedy elektromotory polské firmy Damel, spojky polské MOJ a převodovky německé Preinfalk (vše od našich sousedních zemí). Pohon byl u místěn jak na začátek, tak i konec dopravníku, jak bývá zvykem u porubových dopravníků.

Jestliže byly zvoleny komponenty pohonu, mající stanovené parametry výrobcem (otáčky motoru, převodový poměr převodovky, účinnosti, aj.), mohl se tak jednoduše celý technologický výpočet dopravníku přepočítat na skutečné výsledné parametry, především byla zjištěna skutečná rychlost dopravníku, nutná k provedení kontrolního výpočtu dopravníku na rozběh.

Další výpočtovou část této práce tvoří pevnostní kontroly nejvíce namáhaných komponent dopravníku. Byl zkontrolován unášecí řetěz, a to dle tří výpočtových modulů. Nutné také bylo pevnostně ověřit tzv. otlačení per pod řetězovým bubnem a hřídel, na které je umístěn tento buben, a to pomocí MKP software Inventor. Všechny pevnostní kontroly vykazovaly požadovanou bezpečnost. Celá poháněcí stanice pak byla vymodelována ve zmíněném software, zdokumentovaná v poslední kapitole a zobrazena na třech výkresech této bakalářské práce.

Daný cíl bakalářské práce byl obsáhlý a náročný, avšak nesmírně zajímavý. Detailní zpracování celého hřeblového dopravníku, dle potřeb a požadavků zákazníka, je zdoluhavá práce. K tomuto faktu je potřeba vzít potaz, že základní výbavu porubu netvoří pouze hřeblový dopravník, ale také kombajn či pluh a řada sekcí mechanizované výztuže. Celková výbava uhelného porubu je tak velká výzva nejen konstruktérům (ale i jiným zaměstnancům) tuzemských firem, nabídnou svoji vysokou kvalitu a zkušenost hlubinným dolům ve světě.

Seznam použité literatury a internetových zdrojů

- [1] BEZDĚK, Ondřej. *Hřeblový dopravník s křížovým přesypem* [online]. Ostrava, 2010 [cit. 2019-10-08]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/81205>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [2] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. II, Hřídele, tribologie, ložiska. Vyd. 2., upr. Brno: Vysoké učení technické, 1987. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně).
- [3] GONDEK, Horst a Arnošt ŠEVČÍK. *Těžební a zpracovatelské stroje I*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-1040-9.
- [4] HLOSTA, Jakub. *Velkokapacitní hřeblový dopravník* [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2019-10-08]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/93671>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [7] POLÁK, Jaromír a Jaroslav BICHLER. *Dopravní zařízení v hlubinných dolech*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1984.
- [8] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [8] POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLIŠKA a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [10] DIN 22 256 – Kettenräder für Kettenkratzerförderer und Gewinnungsanlagen
- [11] ON 44 5160 – ŘETĚZOVÁ KOLA DŮLNÍCH STROJŮ
- [12] US 2011/0168528
https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?II=0&ND=3&adjacent=true&locale=en_EP&FT=D&date=20110714&CC=US&NR=2011168528A1&KC=A1 (dostupné z URL 20. 10. 2019)

- [13] Firemní materiály společnosti Damel S.A.
- [14] Firemní materiály společnosti OSTROJ a.s.
- [15] TECHNICKO-PROVOZNÍ DOKUMENTACE: Vysoce pružné spojky typu SET 100; 132; 200; 250; 315; 500; 750; kW <https://docplayer.cz/16492611-Vysoce-pruzne-spojky-typu-set-100-132-200-250-315-500-750kw-s-moznosti-montaze-brzdy.html> (dostupné z URL 25. 1. 2020)
- [16] OSTROJ a.s.: www.ostroj.cz
- [17] SE-MI Technology, a.s.: <https://www.se-mi.cz/>
- [18] T Machinery a.s.: <https://www.tmachinery.cz/cz>
- [19] FAMUR SA: <https://famur.com/>
- [20] KOMATSU: <https://mining.komatsu/home>
- [21] CAT: https://www.cat.com/en_GB.html
- [22] THIELE: <https://www.thiele.de/>
- [23] Řetězárna a.s. Česká Ves: <http://www.retezarna.cz/cz/>
- [24] VOITH: <http://voith.com/corp-en/index.html>
- [25] Eickhoff-bochum: <https://www.eickhoff-bochum.de/en/>
- [26] Hornická skripta: <http://podzemi.solvayovylomy.cz/prirucka/prirucka.htm>
- [27] ABB Group: <https://new.abb.com/>
- [28] OKD, a.s.: <https://www.okd.cz/cs/tezime-uhli>
- [29] Elektroprůmysl: <https://www.elektroprumysl.cz/>
- [30] Celma Indukta: <https://www.cantonigroup.com/celma>
- [31] MOJ S.A.: <http://www.moj.com.pl/>
- [32] Wolfgang Preinfalk GmbH: <http://www.pwhueber.de/en/>

Zdroje obrázkové přílohy

Obrázek 1: Firemní materiály společnosti OSTROJ a.s.

Obrázek 1.1: Martin Dvořák

Obrázek 2: <https://pl.all.biz/przenosniki-zgrzeblowe-g64142> (dostupné z URL 1. 4. 2020)

Obrázek 2.1: https://www.se-mi.cz/download/katalogy/2013/CJ/CJ-pasove_a_hreblowe_dopravniky.pdf Str. 48 (dostupné z URL 7. 10. 2019)

Obrázek 2.2: https://www.cantonigroup.com/storage/download/files/27/1732_przeciwybuchowe-dla-przemyslu-gorniczego.pdf Str. 4 (dostupné z URL 8. 10. 2019)

Obrázek 2.3: <http://voith.com/corp-en/products-services/connection-components-couplings/fluid-couplings.html?120515%5B%5D=3> (dostupné z URL 8. 10. 2019)

Obrázek 2.4: https://library.e.abb.com/public/f7122125cd1ccfee85257b7200686ec6/IBR1612_A4_0513_web.pdf Str. 3 (dostupné z URL 8. 10. 2019)

Obrázek 2.5: https://www.se-mi.cz/download/katalogy/CJ/CJ%20-%20Dily%20pohanecich%20jednotek_2.pdf Str. 2 (dostupné z URL 9. 10. 2019)

Obrázek 2.6: Základní katalog firmy Ostroj a.s., divize DŮLNÍ STROJE. Str. 2

Obrázek 2.7: <https://famur.com/products/przenosniki-zgrzeblowe-scianowe/> (dostupné z URL 17. 10. 2019)

Obrázek 2.8: https://www.cat.com/en_AU/products/new/equipment/underground-longwall/armored-face-conveyors/2367756853108089.html (dostupné z URL 17. 10. 2019)

<https://www.tmachinery.cz/cz/dulni-produkty/dobyvani-lozisek-stenovanim/porubove-hreblowe-dopravniky> (dostupné z URL 17. 10. 2019)

Obrázek 2.9: https://www.se-mi.cz/download/katalogy/2013/CJ/CJ-pasove_a_hreblowe_dopravniky.pdf Str. 41 (dostupné z URL 17. 10. 2019)

Obrázek 2.10: https://www.se-mi.cz/download/katalogy/2013/CJ/CJ-pasove_a_hreblowe_dopravniky.pdf (dostupné z URL 17. 10. 2019)

Obrázek 2.11: Firemní materiály společnosti OSTROJ a.s.

Obrázek 2.12: https://www.thiele.de/download/kataloge/bergbau/THIELE_Mining_catalog_2017_english.pdf Str. 35 (dostupné z URL 18. 10. 2019)

Obrázek 2.13: <http://www.retezarna.cz/book/?f=dulni-retezy#page/15> (dostupné z URL 18. 10. 2019)

Obrázek 2.14: https://www.thiele.de/download/kataloge/bergbau/THIELE_Mining_catalog_2017_english.pdf Str. 47, 50 (dostupné z URL 20. 10. 2019)

Obrázek 2.15: https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?II=0&ND=3&adjacent=true&locale=en_EP&FT=D&date=20110714&CC=US&NR=2011168528A1&KC=A1 (dostupné z URL 20. 10. 2019)

Obrázek 3: <http://www.ostroj.cz/pluhove-soupravy> (dostupné z URL 22. 10. 2019)

Obrázek 3.1: https://www.cat.com/en_AU/products/new/equipment/underground-longwall/plows/18346351.html (dostupné z URL 22. 10. 2019)

Obrázek 3.2: GONDEK, Horst a Arnošt ŠEVČÍK. *Těžební a zpracovatelské stroje I.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-1040-9. Str. 33

Obrázek 3.3: https://www.cat.com/en_AU/products/new/equipment/underground-longwall/plows/18346351.html (dostupné z URL 22. 10. 2019)

Obrázek 3.4: https://www.cat.com/en_AU/products/new/equipment/underground-longwall/shearers/18346615.html# (dostupné z URL 23. 10. 2019)

Obrázek 3.5: GONDEK, Horst a Arnošt ŠEVČÍK. *Těžební a zpracovatelské stroje I.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80-248-1040-9. Str. 6

Obrázek 3.6: https://mining.komatsu/docs/default-source/product-documents/underground/longwall-systems/longwall-brochure.pdf?sfvrsn=83190e6b_50 (dostupné z URL 23. 10. 2019)

Obrázek 3.7: https://www.cat.com/en_AU/products/new/equipment/underground-longwall/roof-supports/18346354.html

<https://famur.com/products/frs-fazos-10528-poz-m/> (dostupné z URL 26. 10. 2019)

Obrázek 4.1: Výpočtový průřez dopravního žlabu společnosti Ostroj a.s.

Obrázek 4.2: https://www.thiele.de/download/kataloge/bergbau/THIELE_Mining_catalog_2017_english.pdf Str. 14 (dostupné z URL 1. 12. 2019)

Obrázek 4.3: https://www.thiele.de/download/kataloge/bergbau/THIELE_Mining_catalog_2017_english.pdf Str. 47 (dostupné z URL 1. 12. 2019)

Obrázek 4.4: https://www.thiele.de/download/kataloge/bergbau/THIELE_Mining_catalog_2017_english.pdf Str. 47 (dostupné z URL 1. 12. 2019)

Obrázek 5.1: Martin Dvořák

Obrázek 5.2: Firemní materiály společnosti Ostroj a.s.

Obrázek 5.3: Firemní materiály společnosti Damel S.A. – KARTA KATALOGOWA K4-15-145

Obrázek 5.4: Martin Dvořák

Obrázek 5.5: https://www.se-mi.cz/download/katalogy/CJ/preinfalk/Prevodovky_hreblve_CJ_PJ_min.pdf (dostupné z URL 23. 1. 2020)

Obrázek 5.6: <https://docplayer.cz/16492611-Vysoce-pruzne-spojky-typu-set-100-132-200-250-315-500-750kw-s-moznosti-montaze-brzdy.html> (dostupné z URL 25. 1. 2020)

Obrázek 8.1: Martin Dvořák

Obrázek 8.2: POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8. Str. 54

Obrázek 8.3: <https://www.elektroprumysl.cz/energetika/nejcastejsi-metody-pripojeni-elektromotoru-k-siti> (dostupné z URL 22. 2. 2020)

Obrázek 9.1 – 9.10: Martin Dvořák

Obrázek 10.1–10.8: Martin Dvořák

Seznam příloh

Příloha A	Výpočtová zpráva hřeblového dopravníku dle Ostroj a.s.
Příloha B	Potřebné příkony při úklonné dopravě dle Ostroj a.s.
Příloha C	Výpočtová zpráva bezpečnosti řetězu dle Ostroj a.s.
Příloha D	Katalogový list elektromotoru DAMEL: KARTA KATALOGOWA K4

Seznam výkresové dokumentace

POHÁNĚCÍ STANICE	DVO0192_BP_01
RÁM POHÁNĚCÍ STANICE	DVO0192_BP_01_01
BUBEN ŘETĚZOVÝ 7Z	DVO0192_BP_01_02_01

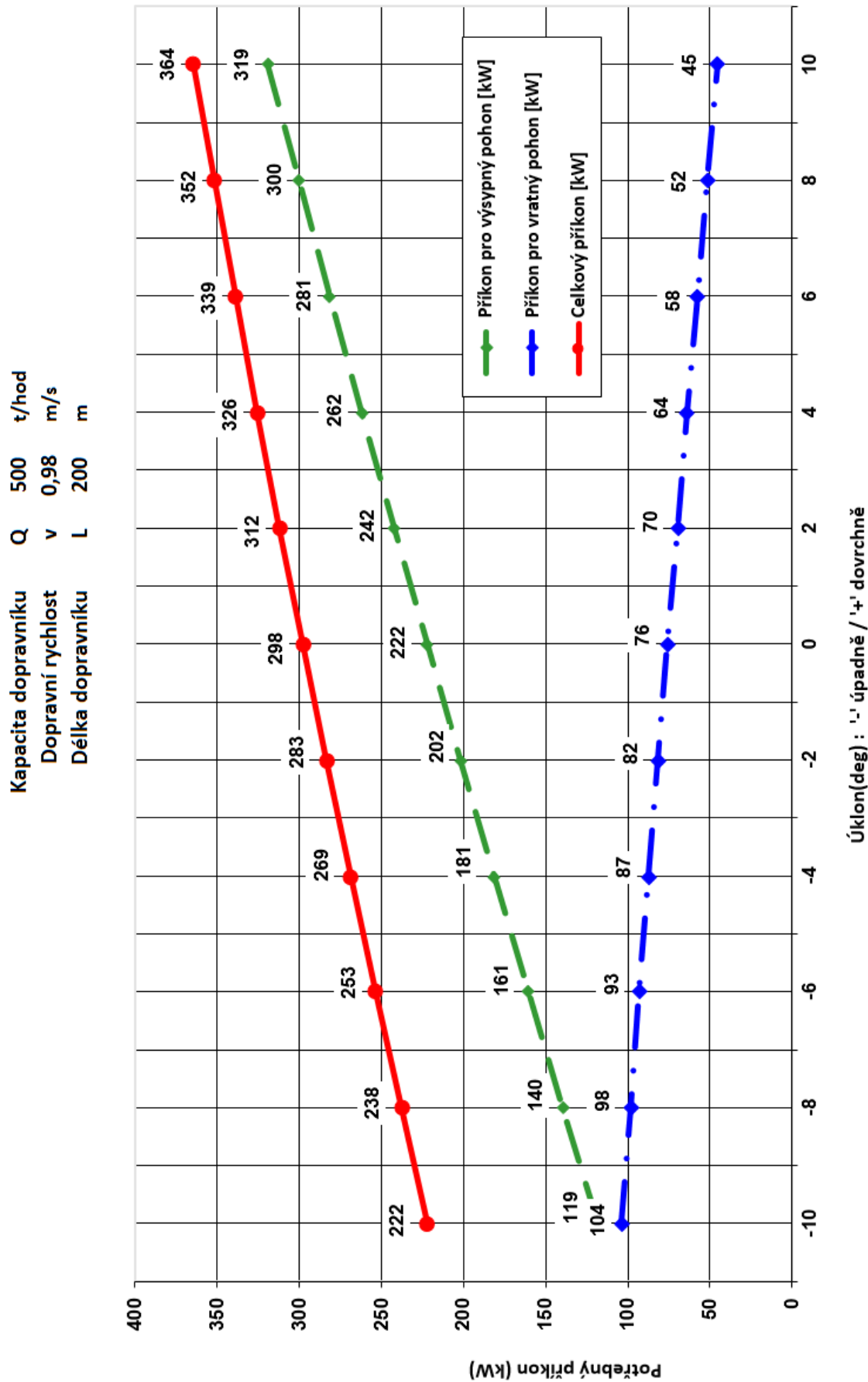
Příloha A

	VÝPOČET POHONŮ DOPRAVNÍKU	Vypracoval	DVOŘÁK
		Datum	4.4.2020
		Kontroloval	
		Datum	
		Přezkoušel	
Projekt		Datum	
Typ dopravníku		Přezkoušel	
Popis		Datum	


Výpočet pohonů			
Dopravované množství	Q	500	t/h
Dopravované množství teoreticky max.	Q_{teor}	622	t/h
Sypná hmotnost uhlí	r_s	950	kg/m ³
Délka dopravníku	L	200	m
Úklon porubu min.	α	4	°
Úklon porubu max.	α	-10	°
Velikost řetězu		26x92	
Jakost řetězu		THD	
Trhací síla řetězu	F_{tr}	850	kN
Zkušební síla řetězu	F_{zk}	637	kN
Hmotnost jednoho metru řetězu	$m_{\dot{r}}$	13,7	kg/m
Hmotnost hřebel	$m_{h\dot{r}}$	17,2	kg
Rozteč hřebel	$t_{h\dot{r}}$	552	mm
Otáčky motoru	n_m	1485	1/min
Moment zvratu elektromotoru	M_{zv}/M_n	2,2	
Převodový poměr převodovky	i_p	33	
Počet zubů řetězového bubnu	z	7	
Koeficient účinnosti pohonů - výsyp	h	0,8	
Koeficient účinnosti pohonů - vratný konec	h	0,8	
Koeficient tření v horní větvi uhlí - ocel pro Q	k_{hu}	0,42	
Koeficient tření v horní větvi ocel - ocel	k_{ho}	0,3	
Koeficient tření ve spodní větvi	k_s	0,45	
Součinitel zakřivení tratě	x	1,2	
Dopravní rychlost	v	0,98	m/sec.
Instalovaný příkon hlavního pohonu	$P_{MG\ inst}$	160	kW
Instalovaný příkon pomocného pohonu	$P_{TG\ inst}$	160	kW
Faktor bezpečnosti vůči zkušební síle řetězu - min	k_{zk}	2,10	
Faktor bezpečnosti vůči trhací síle řetězu - min	k_{tr}	2,80	

Dopravované množství	Q	500	t/h
Výpočet pro úklon porubu	-10	stupňů úpadně	
Potřebný příkon hlavní pohon	P_{MG}	119	kW
Potřebný příkon pomocný pohon	P_{TG}	104	kW
Celkový potřebný příkon pohonů	P_c	222	kW
Výkonová rezerva		43,9%	
Výpočet pro úklon porubu	-6	stupňů úpadně	
Potřebný příkon hlavní pohon	P_{MG}	161	kW
Potřebný příkon pomocný pohon	P_{TG}	93	kW
Celkový potřebný příkon pohonů	P_c	253	kW
Výkonová rezerva		26,4%	
Výpočet pro úklon porubu	-2	stupňů úpadně	
Potřebný příkon hlavní pohon	P_{MG}	202	kW
Potřebný příkon pomocný pohon	P_{TG}	82	kW
Celkový potřebný příkon pohonů	P_c	283	kW
Výkonová rezerva		12,9%	
Výpočet pro úklon porubu	0	stupňů	
Potřebný příkon hlavní pohon	P_{MG}	222	kW
Potřebný příkon pomocný pohon	P_{TG}	76	kW
Celkový potřebný příkon pohonů	P_c	298	kW
Výkonová rezerva		7,4%	
Výpočet pro úklon porubu	2	stupňů dovrchně	
Potřebný příkon hlavní pohon	P_{MG}	242	kW
Potřebný příkon pomocný pohon	P_{TG}	70	kW
Celkový potřebný příkon pohonů	P_c	312	kW
Výkonová rezerva		2,6%	
Výpočet pro úklon porubu	4	stupňů dovrchně	
Potřebný příkon hlavní pohon	P_{MG}	262	kW
Potřebný příkon pomocný pohon	P_{TG}	64	kW
Celkový potřebný příkon pohonů	P_c	326	kW
Výkonová rezerva		-1,8%	

Příloha B



Příloha C

	BEZPEČNOST ŘETĚZU	Vypracoval	DVOŘÁK
		Datum	4.4.2020
		Kontroloval	
		Datum	
		Přezkoušel	
Projekt		Datum	
Typ dopravníku		Přezkoušel	
Popis		Datum	


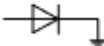
Moment zvratu motoru	M_{zv}/M_n	2,2	[-]
Výkon motoru	P	160	[kW]
Otáčky	n_m	1485	[1/min]
Převod	i	33	[-]
Účinnost	η	0,8	[-]
Průměr řetězu	d	0,026	[m]
Rozteč řetězu	t	0,092	[m]
Počet zubů	i	7	[-]
Průměr řetězového bubnu	D	0,414	[m]
Rychlost řetězu	v	0,98	[m/s]
Otáčky bubnu	n_b	45,00	[1/min]
Moment na výstupu z motoru	M_m výstup	2263,5	[Nm]
Moment na bubnu	M_b zv	59,8	[kNm]
Síla v řetězu	$F_{řetěz}$	288,5	[kN]
Počet pohonů na MG (u výsypu)	n_{mMG}	1,0	[-]
Počet pohonů na TG (ve vratné stanici)	n_{mTG}	1,0	[-]
Koeficient rozložení zatížení v řetězu	k_{roz}	1,5	[-]
Síla v obou řetězech	$F_{pásma}$	288,5	[kN]
Předpětí v jednom řetězu	F_m	50,9	[kN]
Zkušební síla v řetězu	F_{zk}	637	[kN]
Trhací síla řetězu	F_{tr}	850	[kN]
Minimální faktor bezpečnosti vůči zkušební síle	$k_{zk\ min}$	1,2	[-]
Minimální faktor bezpečnosti vůči trhací síle	$k_{tr\ min}$	1,7	[-]
Bezpečnost vůči zkušební síle z momentu zvratu - OSTROJ	k_{zk}	2,82	[-]
Bezpečnost vůči trhací síle z momentu zvratu - OSTROJ	k_{tr}	3,76	[-]
Síla v jednom řetězu CAT	F_{CAT}	303,3	[kN]
Bezpečnost vůči zkušební síle CAT	k_{zkCAT}	2,10	[-]
Bezpečnost vůči trhací síle CAT	k_{trCAT}	2,80	[-]

DFME DAMEL S.A.	KARTA KATALOGOWA	K4-15-145
	SILNIKI INDUKCYJNE GÓRNICZE	WYDANIE 3
	2SGS(L) 315M-12/4, 2SGS(L) 315L-12/4, 2SGS(L) 355M-12/4 2SGS(L) 315M-8/4, 2SGS(L) 315L-8/4, 2SGS(L) 355M-8/4	STRONA 1/6

ZASTOSOWANIE

Silniki dwubiegowe typu 2SGS(L) wielkości mechanicznej 315 i 355 są przeznaczone do napędu maszyn i urządzeń górniczych, w szczególności przenośników taśmowych i zgrzeblowych oraz strugów węglowych. Silniki mogą być stosowane w podziemnych częściach kopalń i instalacjach powierzchniowych tych kopalń, w których prawdopodobne jest wystąpienie zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. Możliwa jest również eksploatacja silników w otoczeniu nie wymagającym wyposażenia przeciwybuchowego.

CECHY CHARAKTERYSTYCZNE SILNIKÓW

- Silniki indukcyjne 3-fazowe z wirnikiem klatkowym, z dwoma niezależnymi uzwojeniami: dla 2p=12 prędkości synchronicznej 500 obr/min lub 2p=8 prędkości 750 obr/min – tzw „wolny bieg” i dla 2p=4 prędkości synchronicznej 1500 obr/min – tzw „szybki bieg”.
 - Budowa przeciwybuchowa z osłoną ognioszczelną „d” – cecha  I M2 Ex d I, urządzenie grupy I kategorii M2 wg dyrektywy 94/9/WE.
 - Stopień ochrony IP 55 wg PN-EN 60034-5:2002U.
 - Silniki wykonywane są w wersji „standard” lub „wzmocnionej” (z wzmocnioną klatką wirnika).
 - Silniki chłodzone są wodą o wymuszonym przepływie. W silnikach 2SGS(L) 315M(L)-... woda chłodząca przepływa przez kanały kadłuba. W silnikach 2SGS(L) 355M-... woda chłodząca przepływa przez szeregowo połączone giętym przewodem wysokociśnieniowym kanały tarczy łożyskowej strony przeciwnapędowej i kadłuba.
 - Forma wykonania: wykonanie kołnierkowe – IM 3001(B5); wykonanie kołnierkowo-łapowe – IM 2001(B3/B5); kołnierz wg tabeli 3.
 - Podstawowe wykonania napięciowe:
 - 45/132kW 500; 660; 1000; 1140V – 50Hz
 - 55/160kW 500; 660; 1000; 1140V – 50Hz
 - 65/200kW 660; 1000; 1140V – 50Hz
 - 65/132kW 500; 660; 1000; 1140V – 50Hz
 - 80/160kW 500; 660; 1000; 1140V – 50Hz
 - 100/200kW 660; 1000; 1140V – 50Hz
 Po uzgodnieniu możliwe jest wykonanie silników na inne napięcie i częstotliwość 60Hz.
 - Klasa izolacji: klasa F – wykonanie podstawowe, klasa H + wzmocniona izolacja zwojowa – wykonanie na zamówienie.
 - Ochrona termiczna silników: czujniki bimetalowe rozwiernie NC lub pozystorowe PTC w uzwojeniu i węzłach łożyskowych – dwa identyczne obwody podstawowy i rezerwowy.
 - Kontrola temperatury: rezystory termometryczne Pt100 w uzwojeniu i węzłach łożyskowych (wykonanie na zamówienie).
 - Skrzynka zaciskowa dwuwłotowa, wyposażona w jeden lub dwa wpusty kablowe z uszczelkami gumowymi, dobranymi do średnic zewnętrznych przewodów, typu Wk3u/d ... prod. DAMEL (Karta Katalogowa K4-15-136).
 - Silnik wyposażony w człon końcowy obwodu kontroli ciągłości przewodu ochronnego, montowany w skrzynce zaciskowej – wykonanie podstawowe: człon CK-0A 

Po uzgodnieniu możliwy jest montaż członu CK innego typu (np: dioda+opornik, odwrotna polaryzacja, itp.) prod. DAMEL (Karta Katalogowa K4-15-121).
 - Zasilanie i rozruch: silniki są przeznaczone do zasilania z sieci energetycznej – rozruch przez bezpośrednie załączenie napięcia.
 - Silniki przystosowane do pracy w klimacie umiarkowanym.
- Po uzgodnieniu możliwe przystosowanie do pracy w klimacie tropikalnym TA lub TH.

ZGODNOŚĆ Z WYMAGANIAMI NORM

Silniki spełniają wymagania dyrektywy 94/9/WE(ATEX), norm europejskich zharmonizowanych oraz norm krajowych:

- normy dla urządzeń elektrycznych w przestrzeniach zagrożonych wybuchem:
 - EN 60079-0:2006 – odpowiednik polski PN-EN 60079-0:2006(U),
 - EN 60079-1:2004 – odpowiednik polski PN-EN 60079-1:2004(U),
 - EN 60079-7:2003 – odpowiednik polski PN-EN 60079-7:2004(U),
- normy dla maszyn elektrycznych wirujących:
 - EN 60034-1:2004 – odpowiednik polski PN-EN 60034-1:2005(U)
- normy krajowe dla silników indukcyjnych do maszyn górniczych:
 - PN G-38010:1997 (norma krajowa).

CERTYFIKATY

Silniki posiadają certyfikaty:

- Certyfikat WE (ATEX) wydany przez notyfikowaną Stację Badawczą GIG KD BARBARA, ważny na obszarze Unii Europejskiej.
- Certyfikat rosyjskiej Stacji Badawczej MOC „Сертиум”, ważny na obszarze Federacji Rosyjskiej.
- Certyfikat ukraińskiej Stacji Badawczej МакНИИ, ważny na obszarze Ukrainy.

DFME DAMEL S.A.	KARTA KATALOGOWA	K4-15-145
	SILNIKI INDUKCYJNE GÓRNICZE	WYDANIE 3
	2SGS(L) 315M-12/4, 2SGS(L) 315L-12/4, 2SGS(L) 355M-12/4 2SGS(L) 315M-8/4, 2SGS(L) 315L-8/4, 2SGS(L) 355M-8/4	STRONA 2/6

DANE TECHNICZNE

Tabela 1

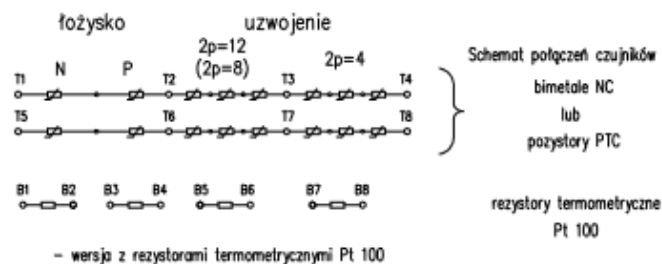
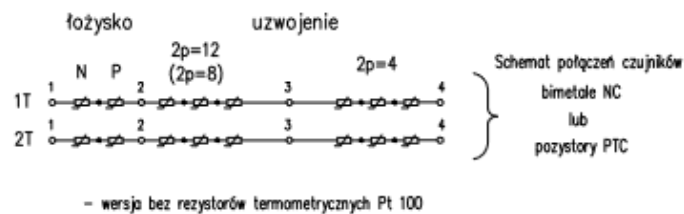
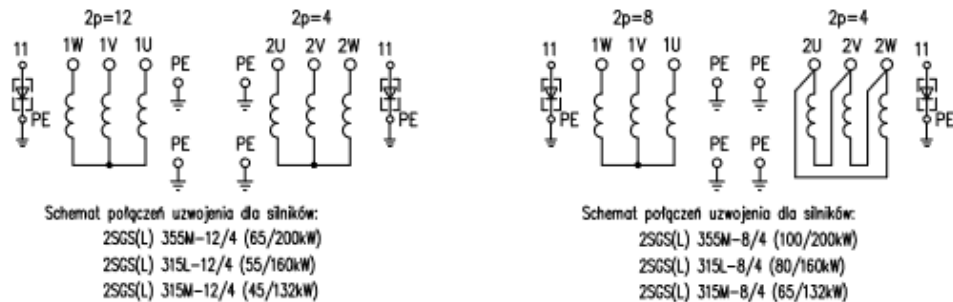
Parametry	2SGS 315M-12/4 2SGSL 315M-12/4	2SGS 315L-12/4 2SGSL 315L-12/4	2SGS 355M-12/4 2SGSL 355M-12/4
Moc znamionowa P_N [kW]	45/132	55/160	65/200
Prąd przy napięciu znamionowym	$I_N[A]$ 1000V	60/93	70/118
	$I_N[A]$ 1140V	53/82	61/103
Współczynnik mocy $\cos\varphi$	0,50/0,87	0,52/0,83	0,47/0,86
Sprawność η [%]	87,0/94,0	88,0/94,0	86,5/94,5
Prędkość obrotowa n [obr/min]	490/1475	488/1485	488/1480
Moment znamionowy M_N [Nm]	877/855	1076/1092	1272/1290
Krotność prądu rozruchowego I_K/I_N	3,5/5,7	3,1/6,6	3,0/6,0
Krotność momentu rozruchowego M_K/M_N	2,3/2,1	2,1/2,4	2,2/2,3
Krotność momentu krytycznego M_{max}/M_N	-/2,0	-/2,2	-/2
Min. Przepływ wody chłodzącej [dm ³ /min]	8	10	12
Rodzaj pracy	S1; S4-60% 75c/h, $J_{ext}/J_M=0,6$		
Moment bezwładności wirnika J_M kgm ²	5,0	5,2	5,8
Masa silnika: wykonanie kołnierzowe	1555	1590	1750
wykonanie kołnierzowo-łapowe	1625	1660	1820

Tabela 2

Parametry	2SGS 315M-8/4 2SGSL 315M-8/4	2SGS 315L-8/4 2SGSL 315L-8/4	2SGS 355M-8/4 2SGSL 355M-8/4
Moc znamionowa P_N [kW]	65/132	80/160	100/200
Prąd przy napięciu znamionowym	$I_N[A]$ 1000V	59/94	72/120
	$I_N[A]$ 1140V	52/83	64/106
Współczynnik mocy $\cos\varphi$	0,71/0,87	0,7/0,82	0,64/0,86
Sprawność η [%]	90/93,2	91/93,5	91,3/94,5
Prędkość obrotowa n [obr/min]	737/1481	737/1485	739/1480
Moment znamionowy M_N [Nm]	842/851	1037/1092	1291/1290
Min. Przepływ wody chłodzącej [dm ³ /min]	8	10	12
Rodzaj pracy	S1; S4-60% 75c/h, $J_{ext}/J_M=0,6$		
Moment bezwładności wirnika J_M kgm ²	5,0	5,2	5,8
Masa silnika: wykonanie kołnierzowe	1555	1590	1750
wykonanie kołnierzowo-łapowe	1625	1660	1820

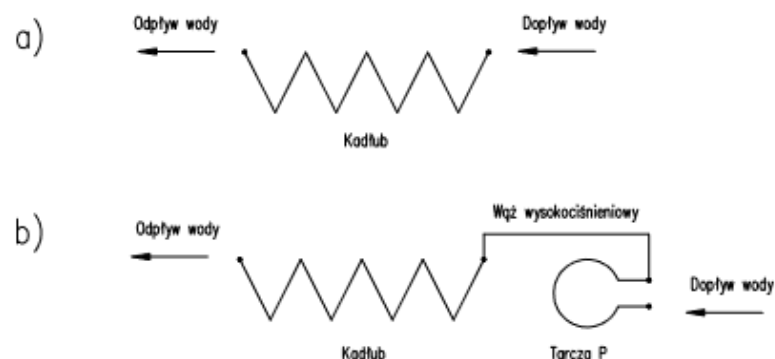
1. Parametry silnika: prąd znamionowy, sprawność, współczynnik mocy, prędkość obrotowa i moment znamionowy odnoszą się do obciążenia znamionowego przy znamionowych warunkach zasilania – 50Hz.
2. Krotności prądu rozruchowego, momentu rozruchowego i momentu krytycznego odnoszą się do bezpośredniego włączenia silnika do sieci zasilającej.
3. J_{ext} – moment bezwładności obciążenia silnika sprowadzony do osi wału

DFME DAMEL S.A.	KARTA KATALOGOWA	K4-15-145
	SILNIKI INDUKCYJNE GÓRNICZE	WYDANIE 3
	2SGS(L) 315M-12/4, 2SGS(L) 315L-12/4, 2SGS(L) 355M-12/4 2SGS(L) 315M-8/4, 2SGS(L) 315L-8/4, 2SGS(L) 355M-8/4	STRONA 3/6



Rys. 1 Schemat połączeń silnika

- uzwojenie, zaciski ochronne, ochrona termiczna.



Rys. 2 Schemat układu chłodzenia

a) chłodzony kadłub, b) chłodzony kadłub i tarcza łożyskowa P

DFME DAMEL S.A.	KARTA KATALOGOWA	K4-15-145
	SILNIKI INDUKCYJNE GÓRNICZE	WYDANIE 3
	2SGS(L) 315M-12/4, 2SGS(L) 315L-12/4, 2SGS(L) 355M-12/4 2SGS(L) 315M-8/4, 2SGS(L) 315L-8/4, 2SGS(L) 355M-8/4	STRONA 5/6

WARUNKI ZASTOSOWANIA I EKSPLOATACJI

- Temperatura otoczenia 0÷40°C
- Wilgotność względna w temperaturze 35°C 97÷100%
- Wysokość nad poziomem morza ≤ 1000m
- Stopień agresywności korozyjnej C5-I wg PN-EN ISO 12944-2:2001
- Dopuszczalne nachylenie osi wału do poziomu < 30°C
- Parametry wody chłodzonej na wlocie układu chłodzenia
 - temperatura maksymalna + 30°C
 - maksymalne ciśnienie statyczne 3MPa
- Napięcie zasilania (0,95÷1,05)U_N
- Przyłącze elektryczne

Podłączenie zasilania – przewód oponowy górniczy o izolacji i oponie gumowej, wielożyłowy, ekranowany na napięcie 0,6/1kV, o przekroju żył dobranym do warunków eksploatacji.

Podłączenie obwodów czujników temperatury oraz elementów termometrycznych kontroli temperatury – żyły pomocnicze zasilającego przewodu oponowego, lub przewód oponowy wielożyłowy (sterowniczy), o przekroju żył do 4mm².

Przy podłączeniu silnika jednym przewodem drugi otwór wlotowy skrzynki zaciskowej jest zaślepiiony ognioszczelnie zaślepką Zk3u.
- Wprowadzenie przewodów oponowych do skrzynki zaciskowej przez wpusty kablowe dobrane do ich średnicy zewnętrznej wg tabeli 4.

Tabela 4

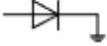
Typ wpustu	Przewód	Zakres średnic przewodów dla wpustów kablowych						
Wk3u/d80	Zasilający	34÷38	36÷40	40÷44	41÷46	44÷49	48÷53	52÷57
Wk3u/d100								
Wk3u/d47	Sterujący	19÷21	20÷24	22÷26			55÷61	59÷65 62÷68

W przypadku nie określenia przez zamawiającego typu wpustu kablowego (średnicy zewnętrznej przewodu), silnik jest dostarczony z wpustem kablowym i zaślepką wg tabeli 3.

OFERTA DOSTAW SILNIKÓW

Producent oferuje silniki w wykonaniu podstawowym oraz w opcjach wykonanych na zamówienie odbiorcy (dodatkowe, zróżnicowane wyposażenie).

Tabela 5

Cechy konstrukcyjne silnika		Wykonanie Standard	Wykonanie Wzmocnione	Wykonanie na zamówienie
1		2	3	4
napięcie znamionowe		45/132kW: 500; 660; 1000; 1140V 55/160kW: 500; 660; 1000; 1140V 65/200kW: 660; 1000; 1140V 65/132kW: 500; 660; 1000; 1140V 80/160kW: 500; 660; 1000; 1140V 100/200kW: 660; 1000; 1140V		inne napięcie w przedziale 500÷1140V
częstotliwość		50Hz		60Hz
forma wykonania		kołnierzowa IM 3001(B5)		kołnierzowo-łapowa IM 2001 (B3/B5)
klasa izolacji		F		H; H + wzmocniona izolacja zwojowa
ochrona termiczna – rodzaj czujników		bimetalowe rozwiernie NC		pozystorowe PTC
kontrola temperatury – elementy termometryczne		–		rezystory termometryczne Pt100
wpusty kablowe		dwa wpusty Wk3u/d80... - p. tabela 3		jeden lub dwa wpusty kablowe Wk3u - p. tabela 4
człon końcowy obwodu kontroli		CK-0A 		CK ... wskazany przez zamawiającego (wg katalogu K4-15-121)
wzmocniona klatka wirnika		–	+	wg uzgodnień
inne cechy konstrukcyjne niż wymienione powyżej		–		wg uzgodnień, może wymagać akceptacji jednostki certyfikującej wyrób
wykonanie klimatyczne		dla klimatu umiarkowanego		dla klimatu tropikalnego TH lub TA

Do dostarczanych silników producent dołącza:

- dokumentację techniczno ruchową (DTR – instrukcja obsługi silnika),
- deklarację zgodności WE

DFME DAMEL S.A.	KARTA KATALOGOWA	K4-15-145
	SILNIKI INDUKCYJNE GÓRNICZE	WYDANIE 3
	2SGS(L) 315M-12/4, 2SGS(L) 315L-12/4, 2SGS(L) 355M-12/4 2SGS(L) 315M-8/4, 2SGS(L) 315L-8/4, 2SGS(L) 355M-8/4	STRONA 6/6

SPOSÓB ZAMAWIANIA

W zamówieniu kierowanym na adres producenta podany poniżej, należy podać:

- typ silnika, moc
- napięcie znamionowe i częstotliwość
- wykonanie silnika:
 - standardowe wg tabeli 4 kolumna 2,
 - wzmocnione wg tabeli 4 kolumna 3
 - wykonanie na zamówienie, dla którego należy określić wymagane wyposażenie i cechy konstrukcyjne wg tabeli 4 kolumna 4.

Przy zamówieniu zaleca się wypełnienie ankiety „Zestawienie danych technicznych silnika ...” – dostępna na stronach internetowych i w Dziale Marketingu DFME DAMEL.

Producent oferuje dodatkowo:

- serwis gwarancyjny i pogwarancyjny silników
- dostawę części zamiennych,
- przeszkolenie pracowników w zakresie prawidłowego użytkowania i konserwacji silnika.

Producent zastrzega sobie prawo wprowadzenia do silników zmian wynikłych z postępu technicznego.

Dąbrowska Fabryka Maszyn Elektrycznych DAMEL S. A.

Al. Józefa Piłsudskiego 2, 41-300 Dąbrowa Górnicza, POLSKA, tel: (32) 262-32-31

Faks (32) 264-34-26, 264-10-12, [http: www.damel.com.pl](http://www.damel.com.pl), email: office@damel.com.pl